



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## PÁSOVÉ POMOCNÉ VOZIDLO PRO JÍZDU NA SNĚHU

TRACKED AUXILIARY VEHICLE FOR DRIVING IN THE SNOW

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

#### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

ADAM SEMANČÍK

#### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2021



# Zadaní bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Adam Semančík**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**  
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Pásové pomocné vozidlo pro jízdu na sněhu

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Koncepce pásového pomocného vozidla pro rychlostní podporu jízdy na lyžích na rovinném zasněženém terénu. Pásový podvozek zajišťuje trakční sílu a rychlost a přes ovládací a zároveň tažnou/tlačnou rukojeť pomáhá obsluze na lyžích přejíždět v terénních nerovnostech. Návrh zahrnuje koncepci pásového pojezdu, volbu trakčního pohonu.

Technické parametry a požadavky:

Provozní rychlost min. 20 km/h.

Kompaktnost pásového pomocného vozidla.

### Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor obdobných pásových vozidel.

Koncepční návrh pásového pomocného vozidla.

Rozměrové a výkonové výpočty.

Upřesnění konstrukce pásového vozidla s návrhem komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy pásového pomocného vozidla.

Podsestava rámu pásového podvozku.

Výkresová dokumentace dílenských částí.

**Seznam doporučené literatury:**

VANĚK, Antonín. Strojní zařízení pro stavební práce. 2., přeprac. vyd. Praha: Sobotáles, 1999. ISBN 8085920611.

JERÁBEK, Karel. Stroje pro zemní práce: Silniční stroje. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 8070783893.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## Abstrakt

Táto bakalárska práca sa zaoberá koncepčným návrhom pomocného pásového vozidla, určeného pre podporu jazdy na lyžiach v zasneženom teréne. Rešeršná časť sa zaoberá bližším upresnením podvozkov do zasneženého terénu a rozborom obdobného pásového vozidla. Praktická časť je zameraná na samotný návrh vozidla, výkonové a pevnostné výpočty jednotlivých častí vozidla a popis jednotlivých konštrukčných uzlov. Súčasťou práce je výkresovou dokumentáciou vozidla.

## Kľúčové slová

pásový podvozok, pásové vozidlo, variátor, reťazový prevod, hnací hriadeľ, napínací mechanizmus, konštrukcia

## Abstract

This bachelor's thesis deals with the conceptual design of an auxiliary tracked vehicle, designed for the support of skiing in snowy terrain. The research part deals with a more detailed specification of the chassis for snowy terrain and an analysis of a similar tracked vehicle. The practical part is focused on the design of the vehicle, power and strength calculations of individual parts of the vehicle and a description of individual structural units. Part of the work is an annex with a drawing documentation of the vehicle.

## Keywords

tracked chassis, tracked vehicle, continuously variable transmission, chain drive, drive shaft, tensioning mechanism, construction

## **Bibliografická citácia**

SEMANČÍK, Adam. *Pásové pomocné vozidlo pro jízdu na sněhu*. Brno, 2021. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131835>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 48 s. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek

## Čestné prehlásenie

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím informačných zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa 21. mája 2021

.....

Adam Semančík

## **Pod'akovanie**

Týmto sa chcem poďakovať vedúcemu bakalárskej práce za jeho cenné rady a hlavne za jeho čas. Pod'akovanie patrí taktiež aj firme Briggs&Stratton LLC za poskytnutú dokumentáciu motora. Veľké ďakujem patrí rodine a priateľom za psychickú podporu počas štúdia.

Adam Semančík



# Obsah

<b>Úvod</b>	<b>10</b>
<b>1 Rozbor pásového podvozku a obdobných pásových vozidiel</b>	<b>11</b>
1.1 Pásový podvozok všeobecne . . . . .	11
1.2 Rozbor podvozkov snežných skútrov a iných terénnych vozidiel . . . . .	11
1.3 Obdobné pásové pomocné vozidlo pre jazdu na snehu . . . . .	13
<b>2 Voľba hlavných súčastí a ich rozloženie</b>	<b>14</b>
2.1 Voľba pohonnej jednotky, pásu a vodiacich členov . . . . .	14
2.2 Rozloženie hlavných súčastí . . . . .	15
2.3 Voľba prevodového ústrojenstva vozidla a jeho rozloženie . . . . .	16
<b>3 Rozmerové a výkonové výpočty</b>	<b>18</b>
3.1 Výpočet uhlových rýchlostí a otáčok jednotlivých stupňov prevodu, výpočet rýchlosti pásu vozidla . . . . .	18
3.2 Návrh a výpočet reťaze . . . . .	21
3.3 Výpočet hnacieho hriadeľa - návrh úlohy, VVÚ . . . . .	24
3.4 Výpočet hnacieho hriadeľa - minimálny priemer, kontrola bezpečnosti . . . . .	28
3.5 Návrh pružín napínacieho mechanizmu . . . . .	34
<b>4 Upresnenie konštrukcie vozidla</b>	<b>36</b>
4.1 Rám pásového podvozku . . . . .	36
4.2 Zostava hnacieho hriadeľa . . . . .	36
4.3 Zostava napínania pásu . . . . .	37
4.4 Upevnenie vodiacich kolies . . . . .	38
4.5 Tlačná tyč . . . . .	39
<b>Záver</b>	<b>41</b>
<b>Literatúra</b>	<b>44</b>
<b>Zoznam použitých skratiek a symbolov</b>	<b>45</b>
<b>Zoznam príloh</b>	<b>48</b>

## Úvod

S dnešnou rýchlou dobou prichádzajú nové výzvy a nápady ako sa rýchlo a efektívne prepravovať z bodu A do bodu B. Ľudia pri tom chcú stále skúšať nové možnosti a vynálezy ako sú napr. elektrické skútre, bicykle, kolobežky alebo skateboardy.

Prepravovať ľudí v zasneženom teréne rýchlo a efektívne umožňujú dnes len veľké zariadenia ako sú terénne vozidlá s prídavnými pásovými doplnkami alebo snežné skútre. Keďže sám som bol v pravidelnom kontakte so snežnými skútrami, tak viem povedať že sú síce rýchle a zábavné, no taktiež vedia pekne znepríjemniť deň, keďže vďaka svojej vyššej hmotnosti pri priechode hlbším snehom ľahko zapadnú. Je pravda že existujú športové zariadenia ktoré sú odľahčené a s touto skutočnosťou sa vedia popasovať, ale ich cena niekedy prevyšuje cenu terénneho automobilu. Preprava ľudí pomocou vlekov v ski centrách obmedzuje prepravu len na predom určené miesta čo ľuďom odoberá voľnosť pohybu a v preplnených strediskách nieje čakacia doba na vlek úplne najideálnejšia.

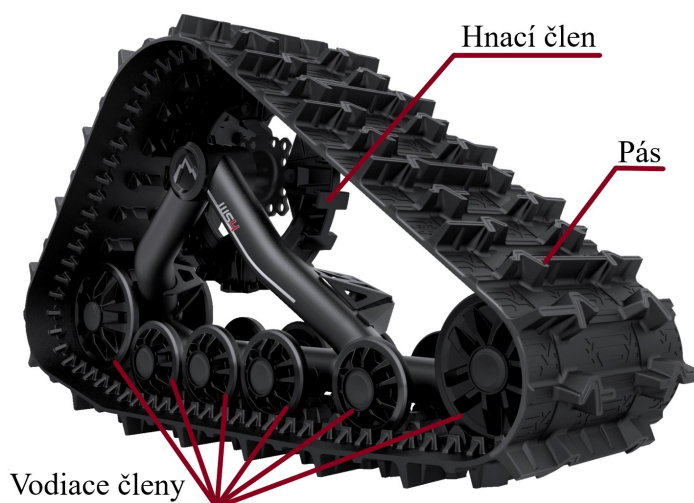
Ja som si položil otázku, ako tieto zariadenia nahradiť niečím menším, kompaktnjším a ľahším? Tento nápad nieje nič nové a prelomové. Podobnú otázku si kládol aj James Maidment z Kanady, ktorý si vytvoril prvý koncept a po vytvorení niekoľkých ďalších prototypov zistil čo je dostatočne bezpečné a použiteľné. V roku 2018 si svoj vynález nechal patentovať [1] [2].

Pri tvorbe môjho konceptu zariadenia som vychádzal z konceptu Jamesa Maidmenta, ale pri návrhu som sa snažil použiť čo najviac normalizovaných a už existujúcich súčastí prevzatých zo snežných skútrov alebo motokár, aby bola cena vozidla čo najnižšia.

# 1 Rozbor pásového podvozku a obdobných pásových vozidiel

## 1.1 Pásový podvozok všeobecne

Základnou časťou každého pásového podvozku je spojitý pás (vyrobený z oceľových článkov alebo z kompozitov), ktorý zaisťuje prevod otáčavého pohybu hnacieho kolesa/kladky na lineárny pohyb vozidla. Na obr. 1 je znázornené usporiadanie zostavy podvozku určeného pre terénne vozidlo. Pás je uložený v zostave s hnacími a vodiacimi členmi. Ako vodiace členy sa najčastejšie používajú kolesá, ktoré vedú pás v požadovanom trakčnom smere a zároveň umožňujú pásu vykonávať valivý pohyb, ktorý je energeticky výhodnejší ako alternatívne trenie pri použití vodiacich lišt. Výhodou pásového podvozku je rozloženie váhy vozidla na veľkú plochu, tzn. že vozidlo sa dotýka podložky na podstatne väčšej ploche ako pri použití kolies. Vozidlo tak dokáže prekonávať aj ťažšie dostupný terén, bez toho aby uviazlo.

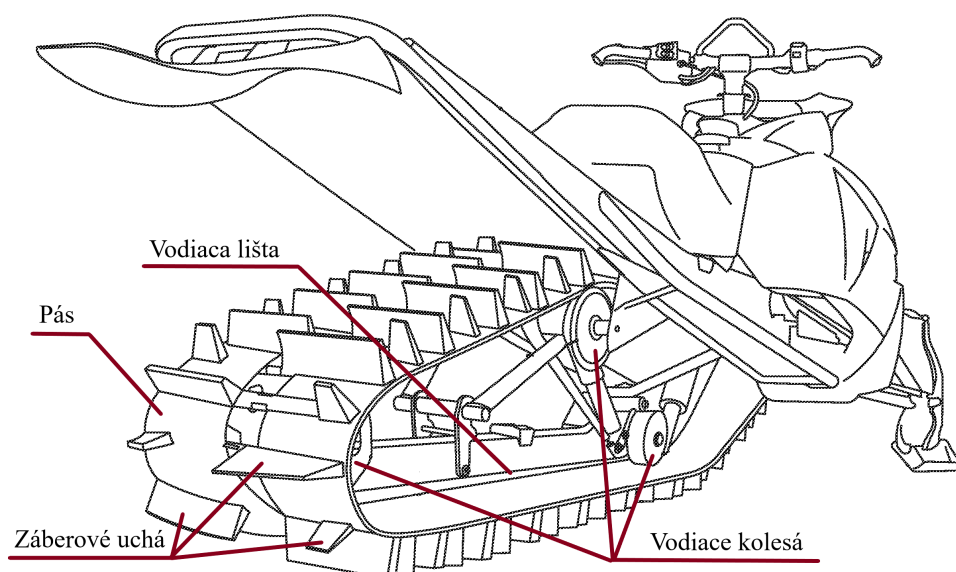


Obr. 1: Pásový podvozok pre terénne vozidlo[3] (Upravené)

## 1.2 Rozbor podvozkov snežných skútrov a iných terénnych vozidiel

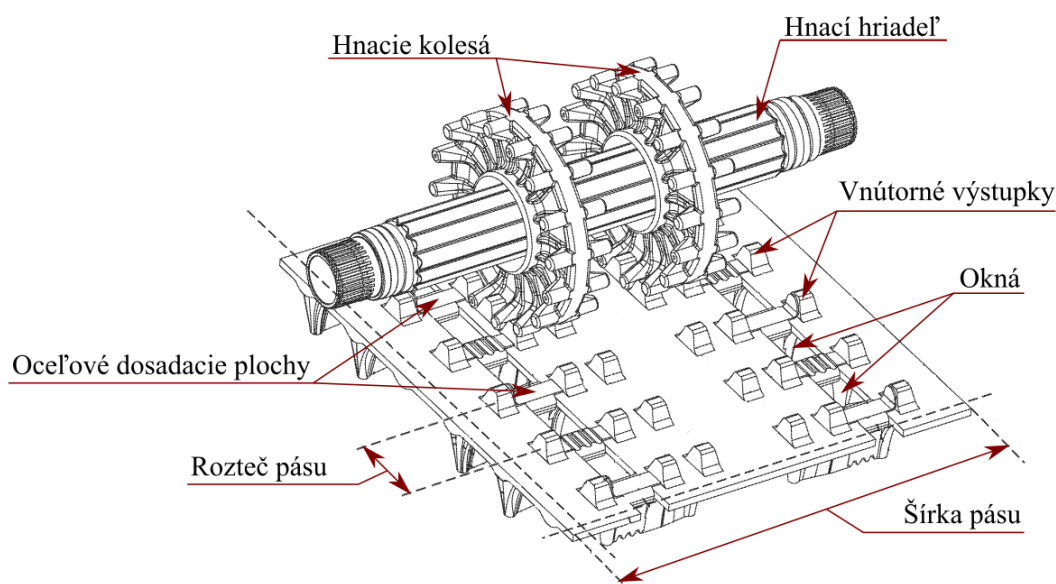
Podvozky ktoré sa používajú ako pohony terénnych vozidiel a snežných skútrov v zasneženom teréne sa vyznačujú odľahčenou konštrukciou a používajú pásy vyrobené z kevlarových kompozitov. Obežné rýchlosti pásov dosahujú podstatne vyšších hodnôt ako oceľové pásy pohonov stavebných vozidiel.

Kvôli zameniteľnosti sa pásy vyrábajú v štandardných rozmeroch, ktoré označujú šírku, obvod, výšku záberového ucha (obr. 2) a rozteče (tj. vzdialenosti záberových segmentov alebo takzvaných okien (obr. 3)). Podvozok snežného skútra používa ako vodiace členy vodiace lišty z materiálu odolného voči oteru a niekoľko vodiacich kolies. Lišty dosadajú na pás, ktorý je po obvode vybavený oceľovými dosadacími plochami, ktoré chránia pás pred opotrebením. Súčiniteľ šmykového trenia medzi pásom a lištami je znižovaný snehom, resp. vodou, ktorá sa počas jazdy zo strán dostáva do systému. Vodiace kolesá sú v stálom kontakte s pásom a ich funkciou je mimo iné odľahčiť kontakt a tak znížiť trenie medzi pásom a lištami. Na obr. 2 je znázornené ako sú uložené vodiace kolesá, lišty a pás snežného skútra.



Obr. 2: Pohón snežného skútra[4] (Upravené)

Prevod otáčavého pohybu pohonného ústrojenstva na pás je realizovaný pomocou jedného alebo sady hnacích kolies. Pri snežných skútroch sa používajú buď to hnacie kolesá, ktoré presne zapadajú do výstupkov z vnútornej strany pásu ako je vidieť na obr. 3 alebo kolesá, ktoré majú po obvodu špeciálne ozubenie, ktoré zapadá do už spomínaných okien. Tieto kolesá lepšie vedú pás a vďaka ozubeniu znižujú riziko prekláznutia pásu. Hnacie kolesá sa vyrábajú podľa rozteče pásu [5].



Obr. 3: Zostava hnacieho hriadeľa a pásu [5] (Upravené)

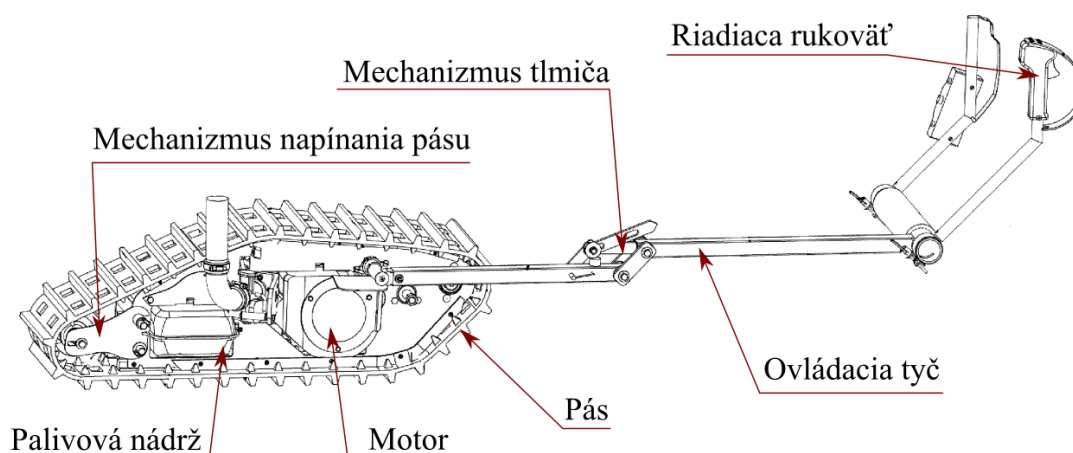
### 1.3 Obdobné pásové pomocné vozidlo pre jazdu na snehu

Kanadská firma Roshell Industries vyrába a predáva obdobné pásové pomocné vozidlo, ktoré je nazvané Skizee woodsrunne. Toto vozidlo je poháňané štvordobým benzínovým motorom, ktorý cez spojku a reťazový prevodový mechanizmus zaisťuje prevod síly na pás. Pás, ktorý je podobný pásu snežného skútra potom poháňa vozidlo vpred. Je vybavené tlačnou tyčou pomocou ktorej je jazdec ktorý stojí na lyžiach poháňaný v smere jazdy (obr. 4 a obr. 5) [1].



Obr. 4: Pásové pomocné vozidlo Skizee [1]

Súčasťou vozidla je 4-litrová palivová nádrž a jeho motor má elektrický štart. Maximálna rýchlosť je 40 km/h. Rozmery vozidla sú 122x46x43 cm a jeho hmotnosť je 60 kg. Tlačná tyč je vybavená tlmičom, ktorý izoluje jazdca od rázov a vibrácií vozidla. Tyč je taktiež možné kvôli jednoduchšej preprave zložiť. Riadiaca rukoväť je vybavená bezpečnostným putkom, ktoré má jazdec počas jazdy upevnené na ruke. Pri páde jazdca alebo prevrátení vozidla je putko vytrhnuté z rukoväte, dôsledkom čoho sa motor vypne [1].



Obr. 5: Zostava vozidla Skizee [2] (Upravené)



## 2 Voľba hlavných súčastí a ich rozloženie

### 2.1 Voľba pohonnej jednotky, pásu a vodiacich členov

Aby bolo možné navrhnuť rozloženie hlavných súčastí, tak je v prvom rade potrebné zvoliť motor, pás, vodiace súčasti pásu a hnacie ozubenie. Kvôli zjednodušeniu je vhodné zvoliť hlavné súčasti z katalógov dielov podvozkov snežných skútrov [6]. Tieto diely budú vyhovovať pevnostne a podstatne zjednodušia výrobu vozidla. Ako pohonná jednotka je v návrhu zvolený benzínový motor, ktorý sa používa ako pohon motokár. Tento typ motora má dostatočný výkon, malé rozmery a spolu s prevodovým mechanizmom zaručí dostatočnú trakčnú silu pásu. Pásky snežných skútrov sa vyrábajú v rôznych dĺžkach, preto je vhodné pre prvotný návrh zvoliť z katalógu pás s čo najkratším obvodom, aby vozidlo malo čo najmenšie celkové rozmery. Ďalej ako hlavné vodiace súčasti boli zvolené vodiace kladky, ktoré sú taktiež volené zo spomínaného katalógu. Na spodnej časti vozidla je zvolená vodiaca lišta, ktorá bude počas jazdy v kontakte s pásom. Podľa týchto rozmerov boli komponenty optimálne rozložené tak, aby mal pás dostatok miesta a nedotýkal sa motora.

Ako pohonná jednotka navrhovaného vozidla je zvolený motor Briggs and Stratton CR950. Parametre tohto motora sú uvedené v tabuľke 1. Jedná sa o štvordobý benzínový motor s mechanickým štartovaním (pomocou rukoväte a lanka) a možnosťou plynulej zmeny otáčok pripojením externého oceľového lanka. Motor je vybavený nádržou o objeme 3 l ktorá však musí byť z dôvodu nedostatku zástavbového priestoru upravená [7].

Tabuľka 1: Parametre motora Briggs and Stratton CR950 [7]

Výkon	3,5 kW
Krútiaci moment pri 2600 ot/min	12,88 Nm
Hmotnosť (bez náplní)	15,1 kg
Dĺžka	291 mm
Šírka	372 mm
Výška	330 mm

Z katalógu náhradných dielov pre snežné skútre bol zvolený pás STORM 150. Tento pás má dva typy výšok záberových úch, čím zaisťuje vozidlu dobré trakčné vlastnosti ako na tvrdšom povrchu, tak aj na sypkom a hlbokom snehu [6].

Tabuľka 2: Parametre pásu STORM 150 [6]

Obvod	3048 mm
Šírka	381 mm
Rozteč	73,152 mm
Výška záberového ucha	31,75/38,1 mm
Hmotnosť	15,74 kg

Ďalej boli zvolené vodiace kladky dvoch typov. Väčšia vodiaca kladka v zadnej časti vozidla bude zároveň súčasťou napínacieho mechanizmu a menšie vodiace kladky budú staticky viesť pás. Tieto kladky sú vybavené guľôčkovými, obojstranne krytovanými ložiskami, ktoré sú po-

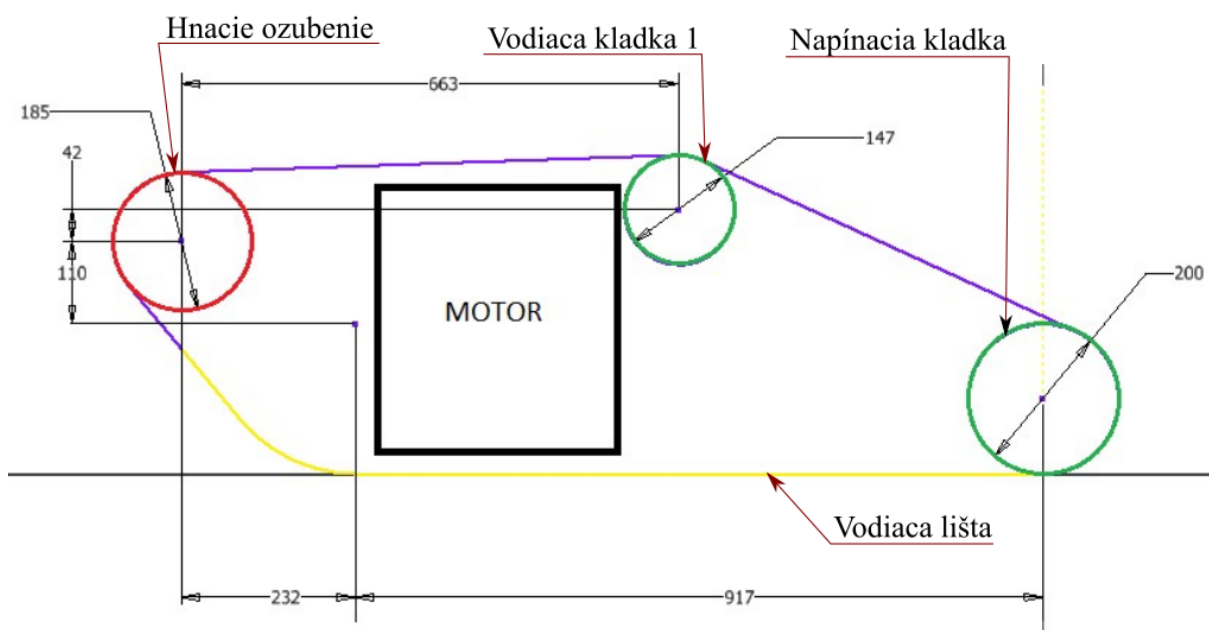
tom uložené na nosných držiakoch. Ďalej bolo zvolené hnacie ozubenie, ktoré je taktiež vyrobené z kompozitu a jeho parametre sú uvedené v tabuľke.

Tabuľka 3: Parametre vodiacich kolies a hnacieho ozubení [6]

Vodiaca kladka	
Vonkajší priemer	147 mm
Vnútorný priemer ložiska	20 mm
Napínacia kladka	
Vonkajší priemer	200 mm
Vnútorný priemer ložiska	20 mm
Hnacie ozubenie	
Rozteč	73,152 mm
Počet zubov	8
Vonkajší priemer	185 mm
Vnútorný šesťhran	25,4 mm

## 2.2 Rozloženie hlavných súčastí

Podľa rozmerov zvolených hlavných súčastí boli ďalej optimálne rozložené tak, aby bol obvod pásu natiiahnutého okolo kladiek presne 3048 mm ako je vidieť na obr. 6. Motor je uložený tak, aby sa zmestil medzi pás a vodiacu lištu.



Obr. 6: Rozloženie hlavných súčastí

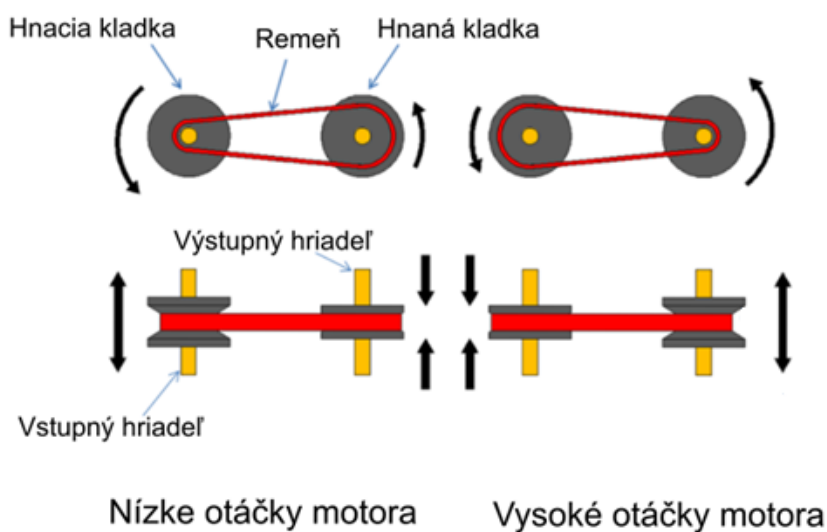
## 2.3 Voľba prevodového ústrojenstva vozidla a jeho rozloženie

Vozidlo má mať podľa zadania minimálnu rýchlosť 25 km/h. Otáčky z motora musia byť preto zredukované na menšie otáčky tak, aby malo vozidlo vyhovujúcu rýchlosť a zároveň dostatočnú trakčnú silu. Prevod musí byť taktiež vybavený spojkou aby mohol motor bežať na voľnobehu.

Na prevod otáčok bola zvolená variatorova prevodovka COMET 20 [8] (ďalej CVT - Continuously variable transmission) v kombinácii s reťazovým prevodom. Výhodou použitia CVT je to, že bude zároveň slúžiť aj ako spojka. Parametre tejto prevodovky sú uvedené v tabuľke 4. CVT funguje tak, že pri určitých predpokladaných rozbehových otáčkach motora začne zaberať remeň na primárnej kladke a ďalej prevádza moment na sekundárnu kladku s rozbehovým prevodovým pomerom. Pri zvyšovaní otáčok sa postupne mení aj prevodový pomer medzi primárnou a sekundárnou kladkou, ako je vidieť na obrázku 7. Zvolenú CVT prevodovku bude ďalej potrebné nastaviť tak, aby jej záber odpovedal predpokladaným záberovým otáčkam primárnej kladky, resp. motora.

Tabuľka 4: Parametre CVT COMET 20 [8]

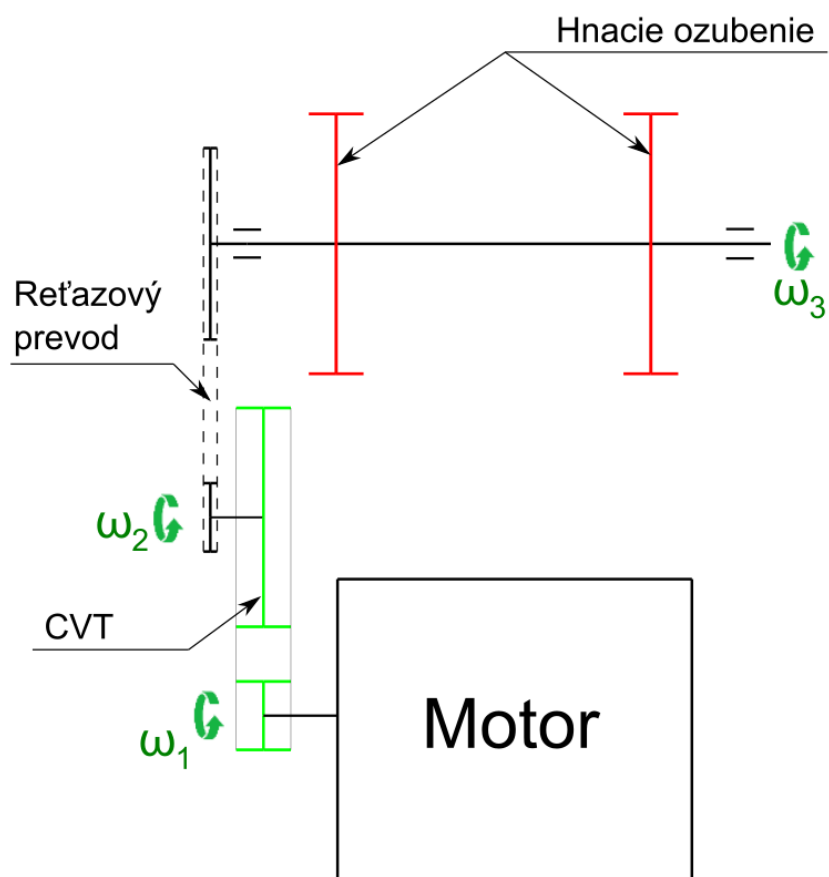
Maximálny prevádzkový výkon	6 kW
Prevodový pomer pri nízkych otáčkach	2,68
Prevodový pomer pri vysokých otáčkach	1,15
Priemer hnanej kladky	152,4 mm
Šírka remeňa	19,05 mm



Obr. 7: Princíp CVT [9]

Prevodové ústrojenstvo bolo spolu s motorom optimálne rozložené tak, aby sa zmestilo do zástavbového priestoru vozidla a zároveň k nemu bol dobrý prístup z hľadiska údržby. Kinematická schéma prevodu je znázornená na obr. 8.



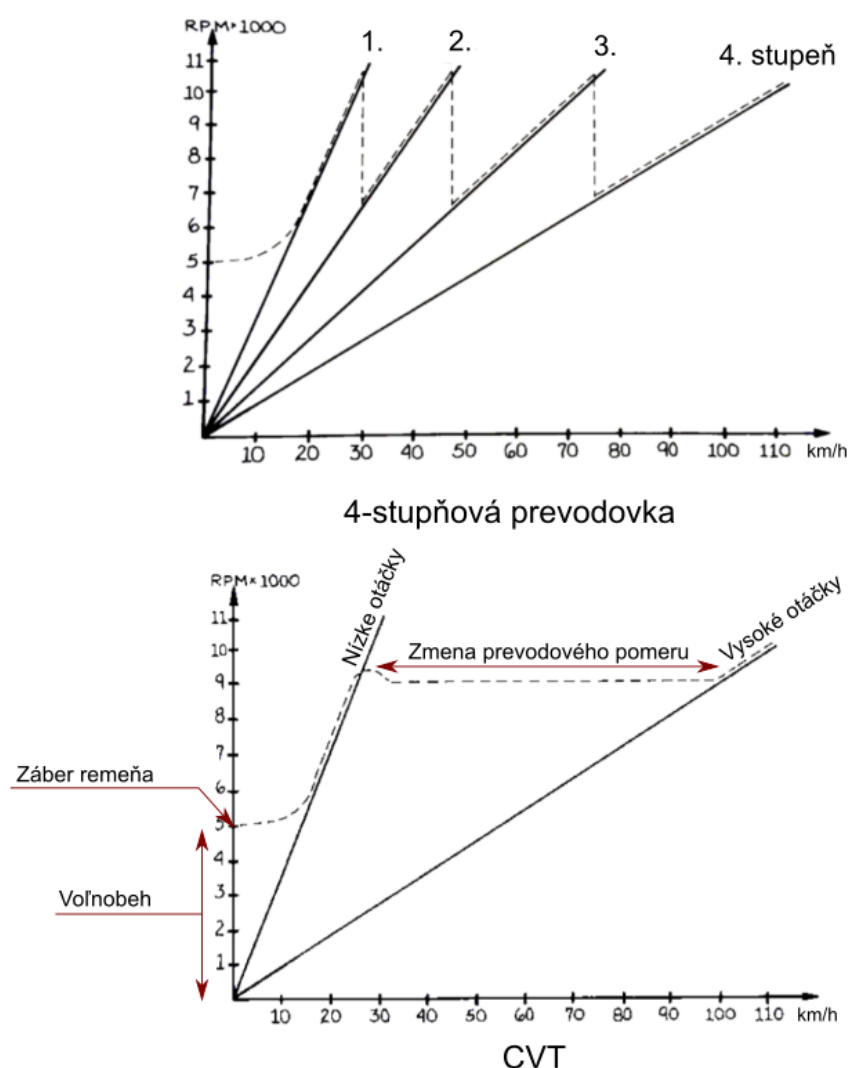


Obr. 8: Kinematická schéma prevodu

### 3 Rozmerové a výkonové výpočty

#### 3.1 Výpočet uhlových rýchlostí a otáčok jednotlivých stupňov prevodu, výpočet rýchlosti pásu vozidla

Podľa zvoleného motora a prevodovky boli ďalej prevedené výpočty uhlových rýchlostí jednotlivých častí prevodu. Pri výpočte boli uvažované dva stavy rýchlostí, keďže CVT pracuje v dvoch rozmedziach prevodových pomerov tj. nízke (rozbehové) otáčky a vysoké otáčky. Grafické porovnanie klasickej 4-stupňovej prevodovky s CVT je na obr. 9 [10].



Obr. 9: Závislosť otáčok motora na rýchlosti vozidla klasickej prevodovky a CVT [10] (Upravené)

Výpočet uhlových rýchlostí a otáčok prebiehal iteračným prístupom tak, že na základe vstupných hodnôt parametrov motora a parametrov CVT sa dopočítaval prevodový pomer reťazového prevodu. Prevod bol dopočítaný tak, aby vyhovoval pevnostne a zároveň sa zmestil do zástavbového priestoru vozidla.

Podľa vzorca (1) bol vypočítaný prevodový pomer reťazového prevodu a ďalej podľa vzorcov (2), (3) a (4) boli vypočítané uhlové rýchlosti na prvom, druhom a treťom stupni prevodu.

$$i_{23} = \frac{z_3}{z_2} [-] \quad (1)$$

$$i_{23} = \frac{29}{13}$$

$$i_{23} = 2,231 [-]$$

Kde:

- $z_2 = 13 [-]$  - počet zubov malého reťazového kolesa
- $z_3 = 29 [-]$  - počet zubov veľkého reťazového kolesa
- $i_{23} = 2,231 [-]$  - prevodový pomer reťazového prevodu

$$\omega_{1high} = 2\pi n_{1high} \left[ \frac{rad}{s} \right] \quad (2)$$

$$\omega_{1high} = 2 \cdot \pi \cdot 43,333$$

$$\omega_{1high} = 272,271 \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

$$\omega_{1low} = 2\pi n_{1low} \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

$$\omega_{1low} = 2 \cdot \pi \cdot 25$$

$$\omega_{1low} = 157,08 \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

Kde:

- $n_{1high} = 43,333 [1/s]$  - otáčky motora pri max. Mk
- $n_{1low} = 25 [1/s]$  - záberové otáčky motora (záber CVT)
- $\omega_{1high} [rad/s]$  - maximálna uhlová rýchlosť na 1. stupni
- $\omega_{1low} [rad/s]$  - minimálna uhlová rýchlosť na 1. stupni

$$\omega_{2high} = \frac{\omega_{1high}}{i_{12high}} \left[ \frac{rad}{s} \right] \quad (3)$$

$$\omega_{2high} = \frac{272,271}{1,15}$$

$$\omega_{2high} = 236,758 \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

$$\omega_{2low} = \frac{\omega_{1low}}{i_{12low}} \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

$$\omega_{2low} = \frac{157,08}{2,68}$$

$$\omega_{2low} = 58,612 \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

Kde:

- $i_{12high} = 1,15 [-]$  - prevodový pomer CVT pri vysokých otáčkach
- $i_{12low} = 2,68 [-]$  - prevodový pomer CVT pri zábere
- $\omega_{2high} [rad/s]$  - maximálna uhlová rýchlosť na 2. stupni
- $\omega_{2low} [rad/s]$  - minimálna uhlová rýchlosť na 2. stupni

$$\begin{aligned}\omega_{3high} &= \frac{\omega_{2high}}{i_{23}} \left[ \frac{rad}{s} \right] \\ \omega_{3high} &= \frac{236,758}{2,231} \\ \omega_{3high} &= 106,133 \left[ \frac{rad}{s} \right] \\ \omega_{3low} &= \frac{\omega_{2low}}{i_{23}} \left[ \frac{rad}{s} \right] \\ \omega_{3low} &= \frac{58,612}{2,231} \\ \omega_{2low} &= 26,274 \left[ \frac{rad}{s} \right]\end{aligned}\tag{4}$$

Kde:

- $\omega_{3high} [rad/s]$  - maximálna uhlová rýchlosť na 3. stupni
- $\omega_{3low} [rad/s]$  - minimálna uhlová rýchlosť na 3. stupni

Podľa vypočítanej uhlovej rýchlosti hnacieho hriadeľa bola ďalej vypočítaná obvodová rýchlosť hnacieho ozubenenia, ktorá je zhodná s rýchlosťou pásu podľa vzorca pre výpočet obvodovej rýchlosti (5).

$$\begin{aligned}v_{outhigh} &= r_{drive} \omega_{3high} \left[ \frac{mm}{s} \right] \\ v_{outhigh} &= 92,5 \cdot 106,133 \\ v_{outhigh} &= 9817,30 \left[ \frac{mm}{s} \right] = 35,342 \left[ \frac{km}{h} \right] \\ v_{outlow} &= r_{drive} \omega_{3low} \left[ \frac{mm}{s} \right] \\ v_{outhigh} &= 92,5 \cdot 26,274 \\ v_{outhigh} &= 2430,345 \left[ \frac{mm}{s} \right] = 8,749 \left[ \frac{km}{h} \right]\end{aligned}\tag{5}$$

Kde:

- $r_{drive} = 92,5 [mm]$  - polomer hnacieho ozubenenia
- $v_{outhigh} [km/h]$  - maximálna rýchlosť vozidla
- $v_{outlow} [km/h]$  - minimálna rýchlosť vozidla

### 3.2 Návrh a výpočet reťaze

Podľa vypočítaných a zvolených parametrov prevodu bola ďalej iteračne zvolená a vypočítaná vhodná reťaz a rozmery reťazových kolies podľa normy ČSN 01 4809 [11]. Najprv bol vypočítaný diagramový a korigovaný výkon reťaze podľa vzorca (6).

$$P_D = \frac{P_{motor}}{\kappa \mu \varphi} [kW] \quad (6)$$

$$P_D = \frac{3,507}{0,445 \cdot 0,6 \cdot 1}$$

$$P_D = 13,134 [kW]$$

$$P_{Dk} = \frac{P_D}{\rho} [kW]$$

$$P_{Dk} = \frac{13,134}{0,85}$$

$$P_{Dk} = 15,452 [kW]$$

Kde:

$P_{motor} = 3,507 [kW]$	- výkon motora
$\kappa = 0,445 [-]$	- súčiniteľ výkonu pre ľahké rázy
$\mu = 0,6 [-]$	- súčiniteľ mazania
$\varphi = 1 [-]$	- súčiniteľ prevedenia reťaze
$P_D [kW]$	- diagramový výkon
$\rho = 0,85 [-]$	- súčiniteľ osovej vzdialenosti
$P_{Dk} [kW]$	- korigovaný diagramový výkon

Po vypočítaní korigovaného výkonu bola zvolená valčeková reťaz 10B podľa diagramu a vypočítané stredné priemery reťazových kolies podľa vzorcov (7) [11].

$$d_2 = \frac{p}{\sin(\frac{\pi}{z_2})} [mm] \quad (7)$$

$$d_2 = \frac{15,875}{\sin(\frac{\pi}{13})}$$

$$d_2 = 66,335 [mm]$$

$$d_3 = \frac{p}{\sin(\frac{\pi}{z_3})} [mm]$$

$$d_3 = \frac{15,875}{\sin(\frac{\pi}{29})}$$

$$d_3 = 146,829 [mm]$$

Kde:

$p = 15,875 [mm]$	- rozteč článkov reťaze 10B
$d_2 [mm]$	- stredný priemer malého reťazového kolesa
$d_3 [mm]$	- stredný priemer veľkého reťazového kolesa

Nasledovala kontrola reťaze tzn. výpočet maximálnej ťahovej sily (8), tlaku v kĺbe reťaze a kontrola jej bezpečnosti (9).

$$\begin{aligned}
 v_r &= \frac{\omega_{2high} d_2}{2} \left[ \frac{m}{s} \right] \\
 v_r &= \frac{236,758 \cdot 66,335}{2} \\
 v_r &= 7853 \left[ \frac{mm}{s} \right] = 7,853 \left[ \frac{m}{s} \right] \\
 F_0 &= \frac{P_{motor}}{v_r} [N] \\
 F_0 &= \frac{3,507}{7,853} \\
 F_0 &= 0,4466 [kN] = 446,6 [N] \\
 F_{tr} &= m_{ret} v_r^2 [N] \\
 F_{tr} &= 0,95 \cdot 7,853^2 \\
 F_{tr} &= 58,59 [N] \\
 F_{retaz} &= F_0 + F_{tr} [N] \\
 F_{retaz} &= 446,6 + 58,581 \\
 F_{retaz} &= 505,16 [N]
 \end{aligned} \tag{8}$$

Kde:

$v_r [m/s]$	- maximálna obvodová rýchlosť reťaze
$F_0 [N]$	- obvodová sila v reťazi
$m_{ret} = 0,95 [kg/m]$	- jednotková hmotnosť reťaze
$F_{tr} [N]$	- obvodová sila spôsobená odstredivým zrýchlením reťaze
$F_{retaz} [N]$	- celková ťahová sila reťaze

$$\begin{aligned}
 p_{pr} &= \frac{F_{retaz}}{A} [MPa] \\
 p_{pr} &= \frac{505,16}{67} \\
 p_{pr} &= 7,54 [MPa] \\
 p_{dovr} &= p_{smer} \lambda_1 [MPa] \\
 p_{dovr} &= 9,61 \cdot 0,925 [MPa] \\
 p_{dovr} &= 8,889 [MPa] \\
 k_{rst} &= \frac{F_{rm}}{F_{retaz}} [-] \\
 k_{rst} &= \frac{22000}{505,16} \\
 k_{rst} &= 43,95 [-] \\
 k_{rdyn} &= \frac{F_{rm}}{F_{retaz} Y} [-] \\
 k_{rdyn} &= \frac{22000}{505,16 \cdot 2} \\
 k_{rdyn} &= 21,97 [-] \\
 k_{rp} &= \frac{p_{dovr}}{p_{pr}} [-] \\
 k_{rp} &= \frac{8,889}{7,54} \\
 k_{rp} &= 1,179 [-]
 \end{aligned} \tag{9}$$

Kde:

$A = 67 [mm^2]$	- výpočtová plocha klbu reťaze
$p_{pr} [MPa]$	- tlak v klbe reťaze
$p_{smer} = 9,61 [MPa]$	- smerný tlak v klbe reťaze
$\lambda_1 = 0,925 [-]$	- súčiniteľ trenia reťaze
$p_{dovr} [MPa]$	- dovolený tlak v klbe reťaze
$F_{rm} = 22200 [N]$	- sila potrebná na pretrhnutie reťaze
$k_{rst} [-]$	- statická bezpečnosť proti pretrhnutiu reťaze
$Y = 2 [-]$	- súčiniteľ rázu reťaze
$k_{rdyn} [-]$	- dynamická bezpečnosť proti pretrhnutiu reťaze

Bezpečnosť reťaze vyhovuje a tak je možné prejsť na výpočet článkov reťaze. Vypočítaný teoretický počet sa zaokrúhli na celé číslo a potom sa spätne prepočíta skutočná osová vzdialenosť (10).

$$X_{teor} = \frac{2a_{teor}}{p} + \frac{(z_2 + z_3)}{2} + \left( \frac{(z_2 - z_3)}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a_{teor}} [-] \quad (10)$$

$$X_{teor} = \frac{2 \cdot 260}{15,875} + \frac{(13 + 29)}{2} + \left( \frac{(13 - 29)}{2\pi} \right)^2 \frac{15,875}{260}$$

$$X_{teor} = 54,152 [-]$$

$$a_{skut} = \frac{p}{8} \left( 2X_{skut} - z_2 - z_3 + \sqrt{(2X_{skut} - z_2 - z_3)^2 - K(z_3 - z_2)^2} \right) [mm]$$

$$a_{skut} = \frac{15,875}{8} \left( 2 \cdot 54 - 13 - 29 + \sqrt{(2 \cdot 54 - 13 - 29)^2 - 0,8121(29 - 13)^2} \right)$$

$$a_{skut} = 258,774 [mm]$$

Kde:

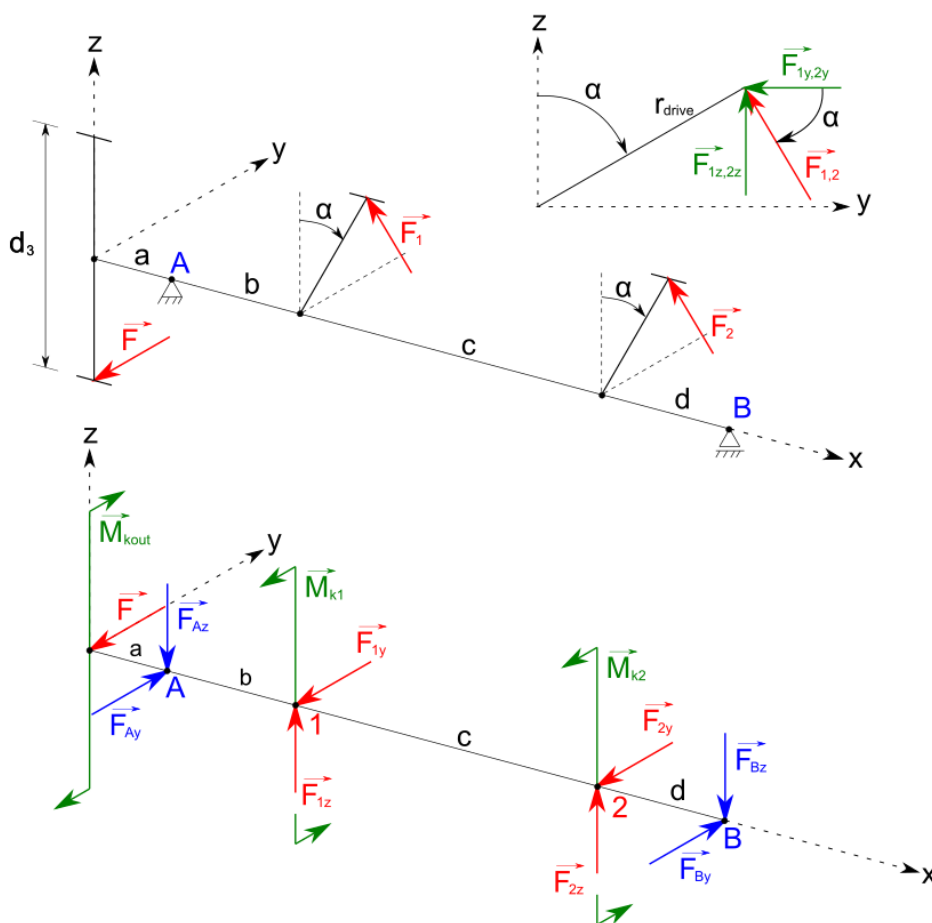
- $a_{teor} = 260 [mm]$  - teoretická osová vzdialenosť reťazových kolies
- $X_{teor} [-]$  - teoretický počet článkov reťaze
- $X_{skut} = 54 [-]$  - skutočný počet článkov reťaze
- $K = 0,8121 [-]$  - súčiniteľ K pre výpočet skutočnej os. vzdialenosti
- $a_{skut} [mm]$  - skutočná osová vzdialenosť reťazových kolies

### 3.3 Výpočet hnacieho hriadeľa - návrh úlohy, VVÚ

Potom čo bola vypočítaná kinematika pohonu bolo možné prejsť na návrh hnacieho hriadeľa. Úloha pre výpočet bola navrhnutá tak, že krútiaci moment z väčšieho reťazového kolesa je prenášaný pomocou hriadeľa na hnacie ozubenie. Schéma úlohy je znázornená na obr.10. Ďalej bolo predpokladané, že krútiaci moment je medzi hnacím ozubením rozložený rovnomerne, tzn.  $M_{k1} = M_{k2} = \frac{M_{kout}}{2}$ . Hriadeľ je uložený v dvoch guľôčkových ložiskách.

Pre výpočet bolo najprv potrebné vypočítať najväčší možný krútiaci moment podľa vzorca (11) preto boli uvažované najmenšie otáčky výstupného hriadeľa tzn.  $\omega_{3low}$ .





Obr. 10: Silové schéma a uvoľnenie hriadeľa

$$M_{kout} = \frac{P_{motor}}{\omega_{3low}} [Nm] \quad (11)$$

$$M_{kout} = \frac{3,507}{26,274}$$

$$M_{kout} = 0,1335 [kNm] = 133,5 [Nm]$$

$$M_{k1} = \frac{M_{kout}}{2} [Nm]$$

$$M_{k1} = \frac{133,5}{2}$$

$$M_{k1} = 66,74 [Nm]$$

$$M_{k2} = M_{k1}$$

$$M_{k2} = 66,74 [Nm]$$

Kde:

- $M_{kout} [Nm]$  - najväčší možný prenášaný moment na hriadeli
- $M_{k1} [Nm]$  - moment v mieste hriadeľa 1.
- $M_{k2} [Nm]$  - moment v mieste hriadeľa 2.

Ďalej podľa vzorca na výpočet síl na rozostupovej kružnici boli z momentov  $M_{kout}, M_{k1}$  a  $M_{k2}$  vypočítané sily  $F$ ,  $F_1$  a  $F_2$  (12).

$$F = \frac{2M_{kout}}{d_3} [N] \quad (12)$$

$$F = \frac{2 \cdot 133,5}{146,829}$$

$$F = 1,818 [kN] = 1818 [N]$$

$$F_1 = \frac{M_1}{r_{drive}} [N]$$

$$F_1 = \frac{66,74}{92,5}$$

$$F_1 = 0,7215 [kN] = 721,5 [N]$$

$$F_2 = F_1 [N]$$

$$F_2 = 721,5 [N]$$

Kde:

$F [N]$  - ohybová sila pôsobiaca v mieste veľkého reťazového kolesa

$F_1 [N]$  - ohybová sila pôsobiaca v mieste hriadela 1.

$F_2 [N]$  - ohybová sila pôsobiaca v mieste hriadela 2.

Podľa vypočítaných síl a momentov boli ďalej vypočítané zložky síl rozložené do rovín x-y a x-z (13), pomocou ktorých boli vypočítané zložky reakčných síl v bodoch A a B (14) (15). Ďalej vypočítané a navrhnuté rovnice pre zistenie hodnôt VVU (obr. 11), podľa ktorých bol ďalej vypočítaný minimálny priemer hriadela vzhľadom k meznému stavu pružnosti (ďalej MSP) a meznému stavu únavového porušenia (ďalej MSU).

$$F_{1y} = F_1 \cos(\alpha) [N] \quad (13)$$

$$F_{1y} = 721,5 \cdot \cos(60)$$

$$F_{1y} = 360,7 [N]$$

$$F_{1z} = F_1 \sin(\alpha) [N]$$

$$F_{1z} = 721,5 \cdot \sin(60)$$

$$F_{1z} = 624,8 [N]$$

$$F_{2y} = F_2 \cos(\alpha) [N]$$

$$F_{2y} = 721,5 \cdot \cos(60)$$

$$F_{2y} = 360,7 [N]$$

$$F_{2z} = F_2 \sin(\alpha) [N]$$

$$F_{2z} = 721,5 \cdot \sin(60)$$

$$F_{2z} = 360,7 [N]$$

Kde:

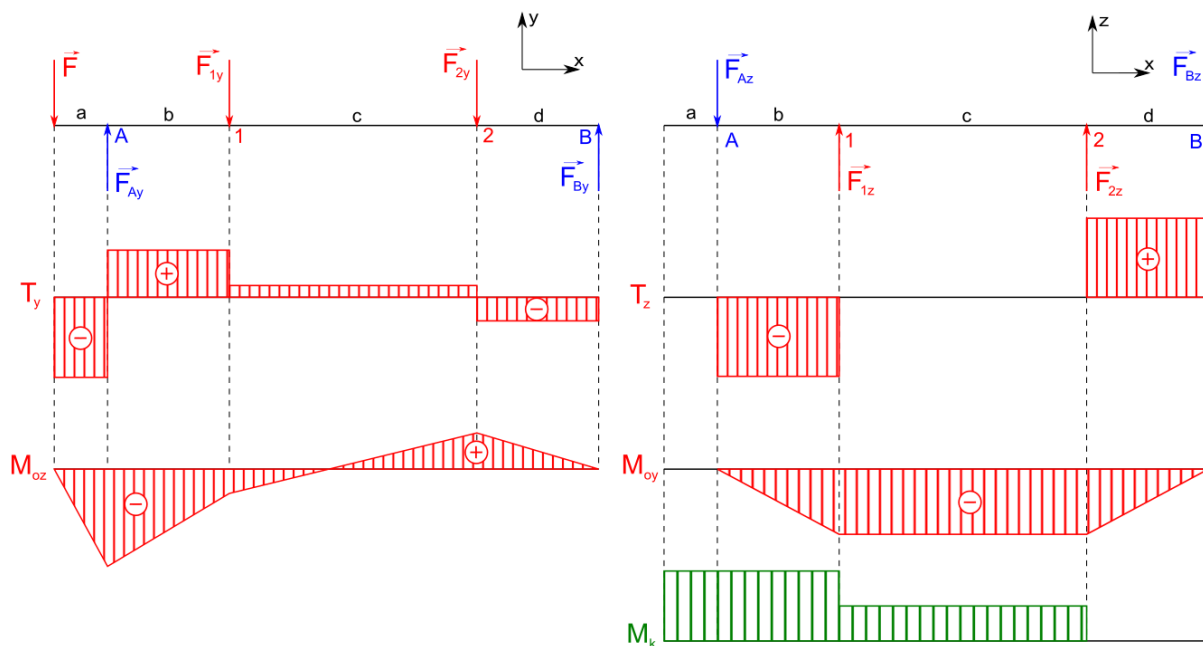
$\alpha = 60 [^\circ]$  - uhol pod ktorým pôsobia sily  $F_1$  a  $F_2$

$F_{1y} [N]$  - y-ová zložka sily  $F_1$

$F_{1z} [N]$  - z-ová zložka sily  $F_1$

$F_{2y} [N]$  - y-ová zložka sily  $F_2$

$F_{2z} [N]$  - z-ová zložka sily  $F_2$



Obr. 11: VVU hriadeľa

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0; & -F + F_{Ay} - F_{1y} - F_{2y} + F_{By} &= 0 \\ \sum M_{Az} &= 0; & Fa - F_{1y}(b) - F_{2y}(b+c) + F_{By}(b+c+d) &= 0 \end{aligned} \quad (14)$$

$$F_{By} = \frac{-Fa + F_{1y}b + F_{2y}(b+c)}{(b+c+d)} [N]$$

$$F_{By} = \frac{-1818 \cdot 0,028 + 360,73 \cdot 0,064 + 360,73 \cdot (0,064 + 0,229)}{(0,064 + 0,229 + 0,064)}$$

$$F_{By} = 218,1 [N]$$

$$F_{Ay} = F + F_{1y} + F_{2y} - F_{By} [N]$$

$$F_{Ay} = 1818 + 360,7 + 360,7 - 218,1$$

$$F_{Ay} = 2321 [N]$$

Kde:

$a = 0,028 [m]$	- dĺžka úseku hriadeľa a
$b = 0,064 [m]$	- dĺžka úseku hriadeľa b
$c = 0,229 [m]$	- dĺžka úseku hriadeľa c
$d = 0,064 [m]$	- dĺžka úseku hriadeľa d
$F_{By} [N]$	- y-ová zložka reakčnej sily v bode B
$F_{Ay} [N]$	- y-ová zložka reakčnej sily v bode A

$$\sum F_z = 0; \quad -F_{Az} + F_{1z} + F_{2z} - F_{Bz} = 0 \quad (15)$$

$$\sum M_{Ay} = 0; \quad F_{1z}(b) + F_{2z}(b + c) - F_{Bz}(b + c + d) = 0$$

$$F_{Bz} = \frac{F_{1z}b + F_{2z}(b + c)}{(b + c + d)} [N]$$

$$F_{Bz} = \frac{624,8 \cdot 0,064 + 624,8 \cdot (0,064 + 0,229)}{(0,064 + 0,229 + 0,064)}$$

$$F_{Bz} = 642,8 [N]$$

$$F_{Az} = F_{1z} + F_{2z} - F_{Bz} [N]$$

$$F_{Az} = 642,8 + 642,8 - 642,8$$

$$F_{Az} = 642,8 [N]$$

Kde:

$F_{Bz} [N]$	- z-ová zložka reakčnej sily v bode B
$F_{Az} [N]$	- z-ová zložka reakčnej sily v bode A

### 3.4 Výpočet hnacieho hriadeľa - minimálny priemer, kontrola bezpečnosti

Pre výpočet min. priemeru vzhľadom k MSU bolo použité Soderbergovo únavové kritérium. Soderbergovo kritérium bolo zvolené preto, lebo v žiadnom zaťažovacom bode nepripúšťa možnosť plastického deformovania materiálu. Za najnebezpečnejší prierez bol určený bod A, pretože v ňom pôsobí najväčší ohybový moment a zároveň najväčší krútiaci moment. Najprv bola vypočítaná Korigovaná mez únavy a potom min. priemer hriadeľa podľa vzorcov (16) [12].

$$\sigma_c = 0,504 Rm \text{ [MPa]} \quad (16)$$

$$\sigma_c = 0,504 \cdot 740$$

$$\sigma_c = 373 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_c' = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma_c \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_c' = 0,762 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 373$$

$$\sigma_c' = 292 \text{ [MPa]}$$

$$M_{oMAX} = Fa \text{ [Nm]}$$

$$M_{oMAX} = -1818 \cdot 0,028$$

$$M_{oMAX} = 50,91 \text{ [Nm]}$$

$$d_{min\_MSU} = \sqrt[3]{\left(\frac{32k_n}{\pi} \left(\frac{M_{oMAX}}{\sigma_c'} + \frac{M_{kout}}{Re}\right)\right)} \text{ [m]}$$

$$d_{min\_MSU} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot 1,5}{\pi} \left(\frac{50,91}{292} + \frac{133,5}{495}\right)\right)}$$

$$d_{min\_MSU} = 0,01893 \text{ [m]} = 18,93 \text{ [mm]}$$

Kde:

$Rm = 740 \text{ [MPa]}$	- medza pevnosti materiálu hriadeľa
$k_a = 0,762 [-]$	- súčiniteľ vplyvu jakosti povrchu - MSU
$k_b = 1 [-]$	- súčiniteľ vplyvu veľkosti telesa - MSU
$k_c = 1 [-]$	- súčiniteľ vplyvu spôsobu zaťažovania - MSU
$k_d = 1 [-]$	- súčiniteľ vplyvu teploty - MSU
$k_e = 1 [-]$	- súčiniteľ spoľahlivosti - MSU
$k_f = 1 [-]$	- súčiniteľ zahrňujúci ďalšie vplyvy - MSU
$\sigma_c \text{ [MPa]}$	- medza únavy skúšobného vzorku materiálu
$\sigma_c' \text{ [MPa]}$	- korigovaná medza únavy
$M_{oMAX} \text{ [Nm]}$	- maximálny ohybový moment hriadeľa
$k_n = 1,5 [-]$	- zvolený návrhový súčiniteľ
$Re = 495 \text{ [MPa]}$	- medza klzu materiálu hriadeľa
$d_{min\_MSU} \text{ [mm]}$	- minimálny priemer hriadeľa podľa MSU

Bol zvolený najmenší vyšší normalizovaný priemer hriadeľa  $d_{skut} = 20 \text{ [mm]}$  [13]

Podľa zložiek sil v bodoch A,B boli vypočítané reakčné sily v ložiskách (17). Podľa týchto sil a skutočného priemeru hriadeľa bolo zvolené ložisko SKF SYK 20 TR ktoré sa skladá z ložiska YAR 204-2RF a kompozitného obalu SYK 504 [14]. Kompozitný obal bol zvolený preto, lebo je o polovicu ľahší ako oceľový obal a jeho únosnosť je vyhovujúca. Parametre ložiska sú uvedené v tabuľke 5.

$$F_A = \sqrt{(F_{Ay}^2 + F_{Az}^2)} [N] \quad (17)$$

$$F_A = \sqrt{(2321^2 + 642,8^2)}$$

$$F_A = 2404 [N]$$

$$F_B = \sqrt{(F_{By}^2 + F_{Bz}^2)} [N]$$

$$F_B = \sqrt{(218,1^2 + 642,8^2)}$$

$$F_B = 661,8 [N]$$

Kde:

$F_A [N]$  - reakčná sila v ložisku A

$F_B [N]$  - reakčná sila v ložisku B

Tabuľka 5: Parametre ložiska SKF SYK 20 TR [14].

Základná dynamická únosnosť	12,7 kN
Základná statická únosnosť	6,55 kN

Nasledoval návrh a odstupňovanie hnacieho hriadeľa. Ako spoj hriadeľa s hnaným reťazovým kolesom bolo zvolené a vypočítané drážkovanie podľa DIN ISO 14 - 6x16x20 [13] [12]. Výpočet prebiehal následovne (18).

$$p_{dr} = \frac{2M_{kout}}{d_s l_{dr} h_{dr} K_{dr} z_{dr}} [MPa] \quad (18)$$

$$p_{dr} = \frac{2 \cdot 133500}{18 \cdot 23 \cdot 2 \cdot 0,75 \cdot 6}$$

$$p_{dr} = 71,64 [MPa]$$

$$k_{dr} = \frac{p_{dov\_dr}}{p_{dr}} [-]$$

$$k_{dr} = \frac{105}{71,64}$$

$$k_{dr} = 1,47 [-]$$

Kde:

$d_s = 18 [mm]$

- stredný priemer drážkovaného profilu

$l_{dr} = 23 [mm]$

- činná dĺžka drážkovania

$h_{dr} = 2 [mm]$

- činná výška drážkovania

$K_{dr} = 0,75 [-]$

- súčiniteľ podielu zaťaženia drážkovania

$z_{dr} = 6 [-]$

- počet drážok

$p_{dr} [MPa]$

- tlak na boku drážok drážkovania

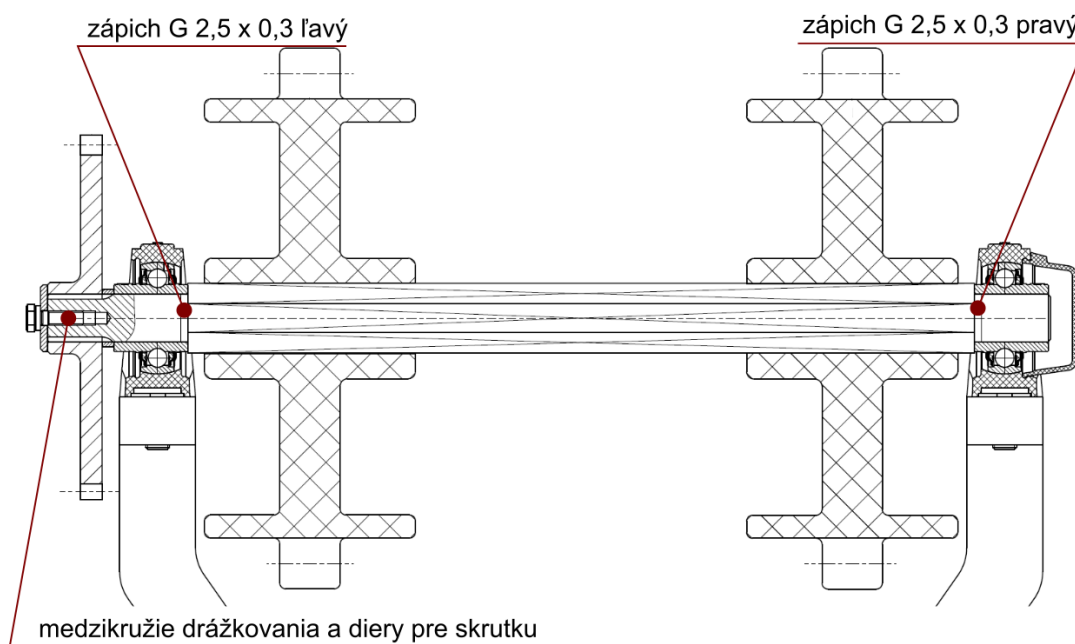
$p_{dov\_dr} = 105 [MPa]$

- dovolený tlak na boku drážkovania

$k_{dr} [-]$

- bezpečnosť drážkovaného spoja

Po navrhnutí zostavy a odstupňovaní hriadeľa boli ďalej zvolené nebezpečné miesta (obr. 12) pre výpočet bezpečností k MSP a MSU. Miesto drážkovania a diery pre skrutku sa nemusí počítať



Obr. 12: Voľba nebezpečných miest hriadeľa.

k MSU, pretože v ňom nepôsobí cyklické zaťažovanie ohybovým momentom. Ako najnebezpečnejší bod na hriadeli vyšiel ľavý zápich a jeho bezpečnosť je vypočítaná podľa vzťahov (19) a (20).

$$M_{oZ} = \sqrt{(-F(a + x_Z) + F_{Ay}x_Z)^2 + (-F_{Az}x_Z)^2} [Nm] \quad (19)$$

$$M_{oZ} = \sqrt{(-1818 \cdot (0,028 + 0,0127) + 2321 \cdot 0,0127)^2 + (-624,8 \cdot 0,0127)^2}$$

$$M_{oZ} = 45,22 [Nm]$$

$$\sigma_{nomZ} = \frac{32M_{oZ}}{\pi d_{sZ}^3} [MPa]$$

$$\sigma_{nomZ} = \frac{32 \cdot 45,22}{\pi \cdot 0,0196^3}$$

$$\sigma_{nomZ} = 61,17 [MPa]$$

$$\tau_{nomZ} = \frac{16M_{kout}}{\pi d_{sZ}^3} [MPa]$$

$$\tau_{nomZ} = \frac{16 \cdot 133,5}{\pi \cdot 0,0196^3}$$

$$\tau_{nomZ} = 90,28 [MPa]$$

$$\sigma_{redZ} = \sqrt{((\sigma_{nomZ}\alpha_\sigma)^2 + 3(\tau_{nomZ}\alpha_\tau)^2)} [MPa]$$

$$\sigma_{redZ} = \sqrt{((61,17 \cdot 2)^2 + 3(90,28 \cdot 1,7)^2)}$$

$$\sigma_{redZ} = 292,6 [MPa]$$

$$k_Z = \frac{Re}{\sigma_{redZ}} [-]$$

$$k_Z = \frac{495}{292,6}$$

$$k_Z = 1,69 [-]$$

Kde:

$x_Z [m]$	- poloha zápichu voči bodu A (zľava)
$M_{oZ} [Nm]$	- ohybový moment v mieste zápichu
$d_{sZ} = 0,0196 [m]$	- výpočtový priemer hriadeľa pre zápich
$\sigma_{nomZ} [MPa]$	- nominálne ohybové napätie v dne zápichu
$\tau_{nomZ} [MPa]$	- nominálne šmykové napätie v dne zápichu
$\alpha_\sigma = 2 [-]$	- súčiniteľ vrubu pre zápich - ohybové napätie
$\alpha_\tau = 1,7 [-]$	- súčiniteľ vrubu pre zápich - šmykové napätie
$k_Z [-]$	- bezpečnosť zápichu - MSP



$$\beta_{\sigma} = \frac{\alpha_{\sigma}}{1 + \frac{2(\alpha_{\sigma}-1) \sqrt{a}}{\alpha_{\sigma} \sqrt{r}}} [-] \quad (20)$$

$$\beta_{\sigma} = \frac{2}{1 + \frac{2(2-1) 0,1878}{2 \sqrt{0,8}}}$$

$$\beta_{\sigma} = 1,653 [-]$$

$$\beta_{\tau} = \frac{\alpha_{\tau}}{1 + \frac{2(\alpha_{\tau}-1) \sqrt{a}}{\alpha_{\tau} \sqrt{r}}} [-]$$

$$\beta_{\tau} = \frac{1,7}{1 + \frac{2(1,7-1) 0,1878}{1,7 \sqrt{0,8}}}$$

$$\beta_{\tau} = 1,449 [-]$$

$$\sigma_{aZ} = \beta_{\sigma} \sigma_{nomZ} [MPa]$$

$$\sigma_{aZ} = 1,653 \cdot 61,17$$

$$\sigma_{aZ} = 101,1 [MPa]$$

$$\tau_{mZ} = \beta_{\tau} \tau_{nomZ} [MPa]$$

$$\tau_{mZ} = 1,449 \cdot 90,28$$

$$\tau_{mZ} = 130,9 [MPa]$$

$$\sigma_{aredZ} = \sigma_{aZ} [MPa]$$

$$\sigma_{aredZ} = 101,1 [MPa]$$

$$\sigma_{mredZ} = \sqrt{3} \tau_{mZ} [MPa]$$

$$\sigma_{mredZ} = \sqrt{3} \cdot 130,9$$

$$\sigma_{mredZ} = 226,6 [MPa]$$

$$k_{uZ} = \frac{1}{\frac{\sigma_{aredZ}}{\sigma_{c'}} + \frac{\sigma_{mredZ}}{Re}} [-]$$

$$k_{uZ} = \frac{1}{\frac{101,1}{292} + \frac{226,6}{495}}$$

$$k_{uZ} = 1,229 [-]$$

Kde:

$\sqrt{a} = 0,1878 [\sqrt{mm}]$	- heywoodov parameter pre osadenie a zvolený materiál
$r [mm]$	- polomer zaoblenia v dne zápichu
$\beta_{\sigma} [-]$	- súčiniteľ vrubu k výpočtu MSU - ohybové napätie
$\beta_{\tau} [-]$	- súčiniteľ vrubu k výpočtu MSU - šmykové napätie
$\sigma_{aZ} [MPa]$	- amplitúda cyklu - ohybové napätie
$\tau_{mZ} [MPa]$	- stredné napätie cyklu - šmykové napätie
$\sigma_{aredZ} [MPa]$	- redukovaná amplitúda napätia cyklu
$\sigma_{mredZ} [MPa]$	- redukované stredné napätie cyklu
$k_{uZ} [-]$	- bezpečnosť zápichu MPU

Ostatné zvolené miesta boli vypočítané analogicky. Navrhnutý hriadel' vyhovuje ako k MSP tak aj k MSU.

### 3.5 Návrh pružín napínacieho mechanizmu

Pre výpočet a návrh napínacích pružín bolo vychádzané z teórie napínania podvozkov strojov pre zemnú prácu. Napínacia sila musí byť aspoň taká veľká, ako je súčet síl hornej a dolnej vetvy pásu na napínacej kladke. Maximum tejto sily nastáva pri jazde do kopca. Pre výpočet bude uvažovaná jazda po rovinatej podložke a pružiny budú nastaviteľné s možnosťou nastavenia väčšieho predpätia. Požadované stlačenie pružiny musí byť navrhnuté tak, aby v krajnom zaťažení umožnilo pásu prebehnúť cez hlavovú kružnicu hnacieho ozubení. Táto skutočnosť musí byť zohľadnená aj pri prípadnom nastavovaní pružín [15].

Pre výpočet potrebnej tuhosti pružín bolo najprv stanovené požadované stlačenie a na základe neho dopočítaná tuhosť jednej pružiny z podmienky podľa rovníc (21).

$$\begin{aligned}
 F_p &= F_t \text{ [N]} \\
 k_{p\_teor} x_{teor} n_p &= \frac{M_{kout}}{r_{drive}} \text{ [N]} \\
 k_{p\_teor} &= \frac{M_{kout}}{r_{drive} x_{teor} n_p} \text{ [N]} \\
 k_{p\_teor} &= \frac{133500}{93 \cdot 30 \cdot 6} \\
 k_{p\_teor} &= 8,016 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]
 \end{aligned} \tag{21}$$

Kde:

$F_p$	[N]	- potrebná napínacia sila
$F_t$	[N]	- súčet síl v dolej a hornej vetve pásu
$x_{teor} = 30$	[mm]	- teoretická veľkosť predopnutia pružín
$n_p = 6$	[-]	- počet napínacích pružín
$k_{p\_teor}$	[N/mm]	- teoretická tuhosť napínacích pružín

Zo zástavbových dôvodov bolo zvolených šesť paralelne radených tlačných pružín z katalógu Gutekunst Federn [16]. Parametre zvolených pružín sú uvedené v tabuľke 6.

Tabuľka 6: Parametre tlačnej pružiny VD-288X-11 [16].

Konce pružiny zatvorené a brúsené	
Materiál pružiny	EN 10270-3-1.4310
Priemer drôtu	2,9 mm
Stredný priemer pružiny	16,5 mm
Dĺžka nestlačenej pružiny	115 mm
Najkratšia dĺžka pružiny pri zaťažení	61,45 mm
Tuhosť pružiny	8,747 N/mm

Podľa zvolenej pružiny bolo spätne prepočítané skutočné stlačenie pružín podľa vzorca (22).

$$x_{skut} = \frac{M_{kout}}{r_{drive} n_p k_{p\_skut}} [mm] \quad (22)$$

$$x_{skut} = \frac{133500}{93 \cdot 6 \cdot 8,747}$$

$$x_{skut} = 27,5 [mm]$$

Kde:

$k_{p\_skut}$	[N/mm]	- skutočná tuhosť napínacích pružín
$x_{skut}$	[mm]	- skutočná veľkosť predopnutia pružín

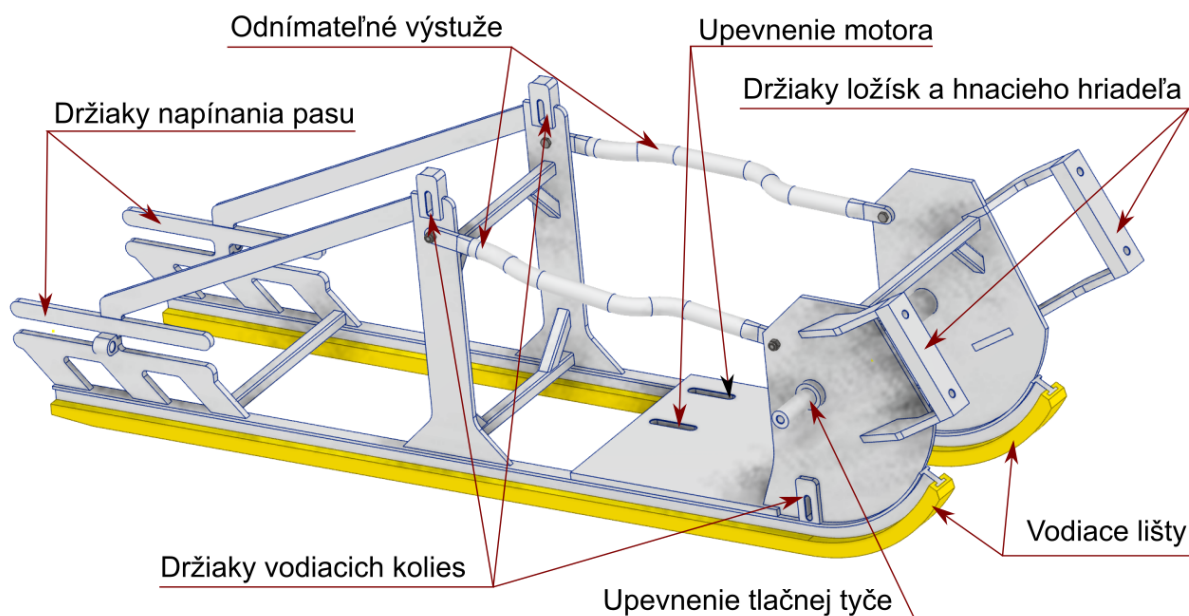
## 4 Upresnenie konštrukcie vozidla

### 4.1 Rám pásového podvozku

Rám je základnou časťou vozidla na ktorý sa ďalej pripevňujú ďalšie súčasti. Je vyrobený ako zvarok z valcovaných normalizovaných polotovarov. Materiál ktorý bol použitý pre polotovary je zliatina hliníku EN AW-6060, ktorá má dobrú zvariteľnosť a korozivzdornosť. Jej hlavnými legujúcimi prvkami sú kremík a horčík a používa sa napr. pri konštrukciách lodí, pozemných dopravných prostriedkoch alebo aj na rámy bicyklov [17]. Rám je zváraný podľa výkresovej dokumentácie metódou TIG/WIG tzn. v ochrannej atmosfére inertného plynu.

Pre presný výpočet rámu by bolo vhodné ďalej použiť metódu konečných prvkov so správne zadanými okrajovými podmienkami alebo pre výpočet použiť rovno celú zostavu vozidla.

Po vyrobení a obrobení rámu sa na jeho profily na spodnej strane nasunú vodiace lišty, ktoré sú vyrobené z tvrdého kompozitu a sú uložené prechodným uložením. Motor je na rám pripevnený štyrmi skrutkovými spojmi s možnosťou nastavenia polohy a tým aj nastavenia napnutia reťaze reťazového prevodu. Medzi motorom a rámom sú umiestnené gumené podložky, ktoré znižujú vibrácie prenášané na rám vozidla. Výstuže, ktoré sa nachádzajú pri motore sú odnímateľné, ako je vidieť na obr. 13, kvôli ľahšej manipulácii s motorom a prípadného vyberania motora z rámu, bez toho aby musel byť zložený aj pás.

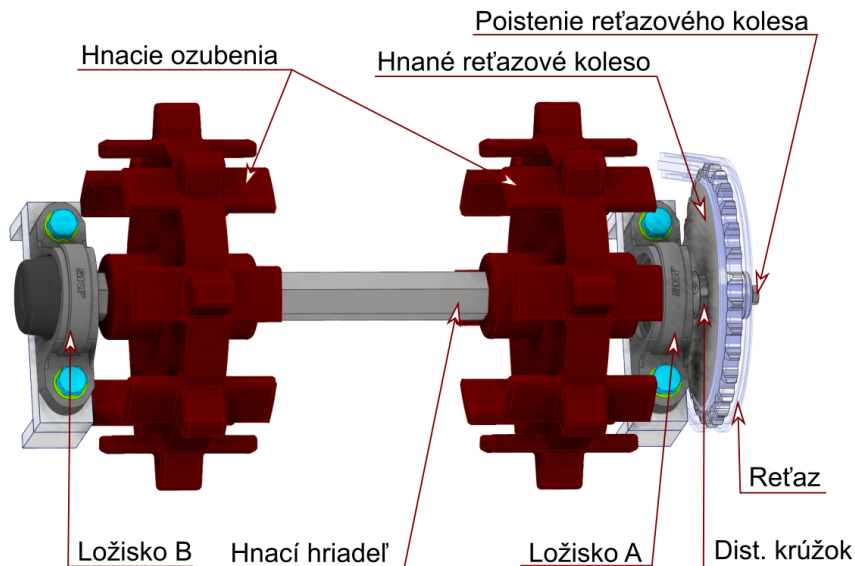


Obr. 13: Rám pásového pomocného vozidla

### 4.2 Zostava hnacieho hriadeľa

Hriadeľ je uložený v ložiskách aké boli zvolené vo výpočtovej časti práce. Ložiská sú voči hriadeľi poistené závrtnými skrutkami tak, ako odporúča výrobca SKF. Ložiská sú na ráme upevnené pomocou skrutkového spoja [14]. Kompozitné hnacie kolesá sú na hriadeľi uložené s presahom (s7/H7) a krutiaci moment je na ne prenášaný tvarovým stykom (6-hran). Ich poloha na hriadeľi

musí byť pri skladaní zostavy zohľadnená podľa výkresovej dokumentácie. Hnané reťazové koleso je na hriadeľi upevnené drážkovaným spojom (spoj bol vypočítaný pri výpočte hriadeľa) a na hriadeľi je axiálne poistené skrutkou a podložkou. Zostava hnacieho hriadeľa je znázornená na obr. 14.

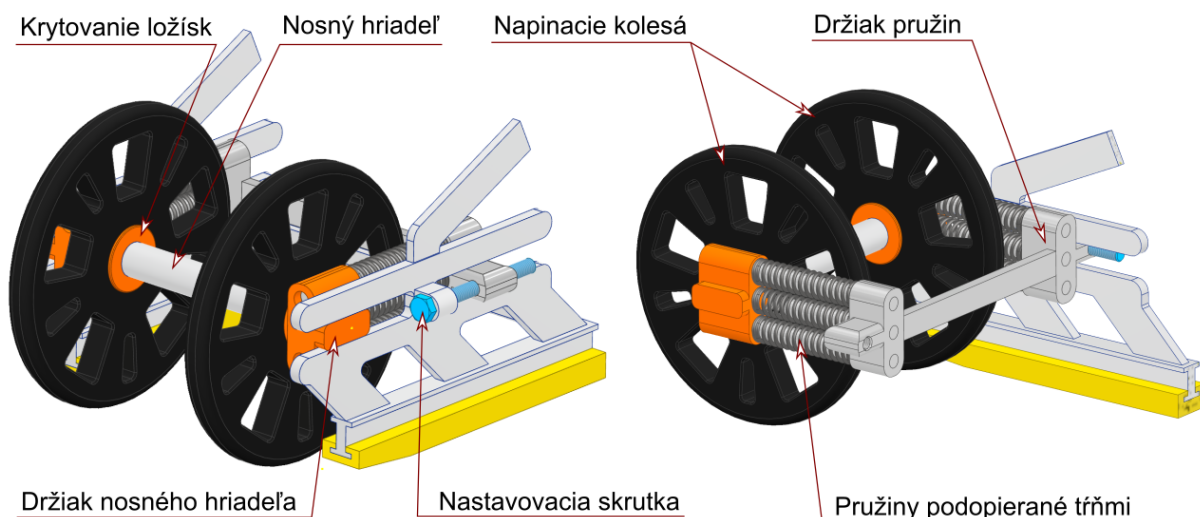


Obr. 14: Zostava hnacieho hriadeľa

### 4.3 Zostava napínania pásu

Kompozitné napínanie kolesá sú pomocou ložísk 6004-2RSH [18] uložené na nosnom hriadeľi. Nosný hriadeľ je uložený s presahom (H7/p6) v držiakoch, ktoré sú potom pohyblivo uložené na ráme vozidla (H9/f8). Smer tlačnej sily pružín je usmerňovaný vodiacimi tŕňmi, ktoré sú uložené s presahom (H7/p6) do držiaka pružín. Tŕne sú zároveň pohyblivo uložené v držiaku hriadeľa (H9/f8). Ako je vidieť na obr. 15, napínanie kolesá sa môžu pohybovať, vďaka čomu napínajú pás vozidla pomocou sily pružín.

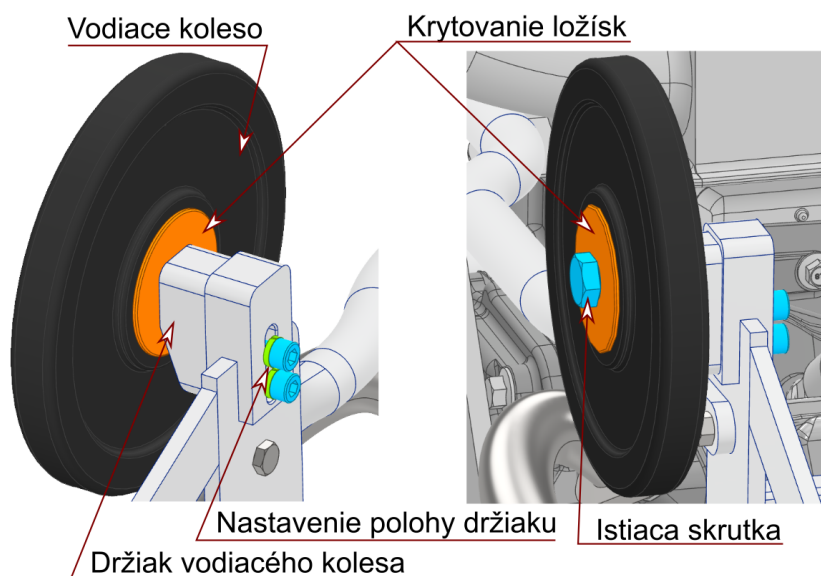
Keďže sa pás po jeho obvode nedá rozpojiť, muselo byť napínanie navrhnuté tak, aby sa pri úplnom povolení nastavovacích skrutiek dal naložiť na vodiace kladky a to aj cez hnacie ozubenie. Táto skutočnosť bola pri návrhu zohľadnená.



Obr. 15: Zostava napínania pásu

#### 4.4 Upevnenie vodiacich kolies

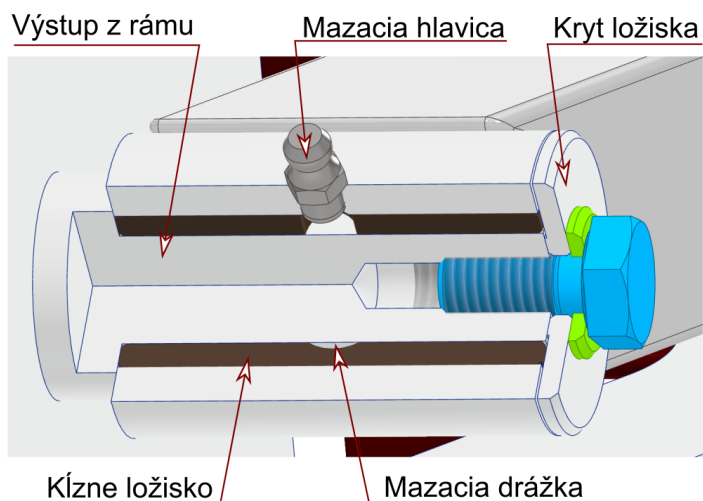
Kompozitné vodiace kolesá sú pomocou ložísk 6004-2RSH [18] uložené na držiakoch, kde sú axiálne poistené skrutkou a obojstranne krytované prídavným krytovaním. Táto zostava sa ako celok môže posúvať a tak môže byť poloha kolies voči pásu nastavená ako je vidieť na obr. 16. Po nastavení polohy je potom držiak pripevnený k rámu dvoma skrutkami a pružnými podložkami.



Obr. 16: Zostava vodiaceho kolesa

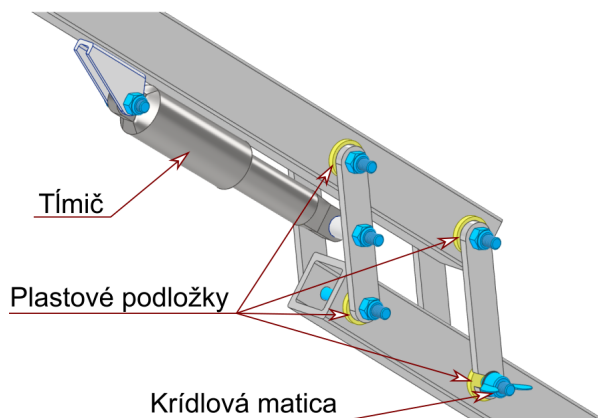
## 4.5 Tlačná tyč

Tlačná tyč je na ráme vozidla uložená s vôľou (F7/e7) pomocou klzného ložiska vyrobeného z materiálu CuSn7Zn4Pb7-C. Klzné ložisko má z vnútornej strany po obvodu mazaciu drážku, do ktorej je pomocou mazacej hlavice vtláčované plastické mazivo. Ložisko je nalisované do zvaru tlačnej tyče s presahom (H7/p6) a jeho poloha musí byť zarovnaná tak, aby osa diery cez ktorú bude do ložiska vchádzať mazivo bola zhodná s osou mazacej hlavice. Ložisko je z oboch strán krytované a axiálne poistené skrutkou a podložkou, ako je vidieť na obr. 17.

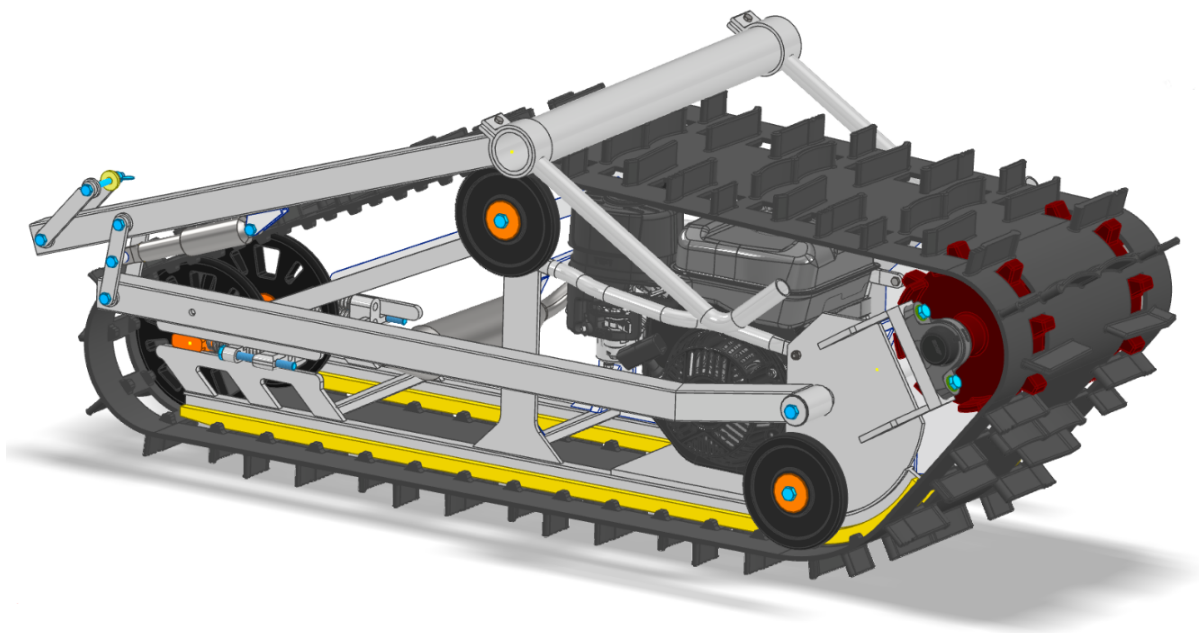


Obr. 17: Rez uloženia klzného ložiska

V strednej časti tlačnej tyče sa nachádza mechanizmus tlmiča (obr. 18), ktorý bol navrhnutý tak, že krídlová matica sa dá ručne odskrutkovať a tyč sa tak môže zložiť na polovicu, čo umožní lepšie skladovanie alebo prepravovanie vozidla. Zloženú tyč je vidieť na obr. 19. Tlmič tlmí rázy medzi vozidlom a jazdcom a tak chráni jazdca pred vibráciami. Tlmič nebol dopodrobna počítaný, ale vzdialenosti a štýl uchytení boli navrhnuté tak, aby vyhovoval použitiu tlmiča zadného odpruženia bicykla. Tieto tlmiče sú na trhu pomerne dostupné a sú nastaviteľné. Na konci tlačnej tyče sa nachádzajú dve nastaviteľné rukoväte a oporná trubka, pomocou ktorých jazdec dokáže ovládať vozidlo a využívať jeho trakčnú silu vo svoj prospech (obr. 20).



Obr. 18: Mechanizmus tlmiča tlačnej tyče

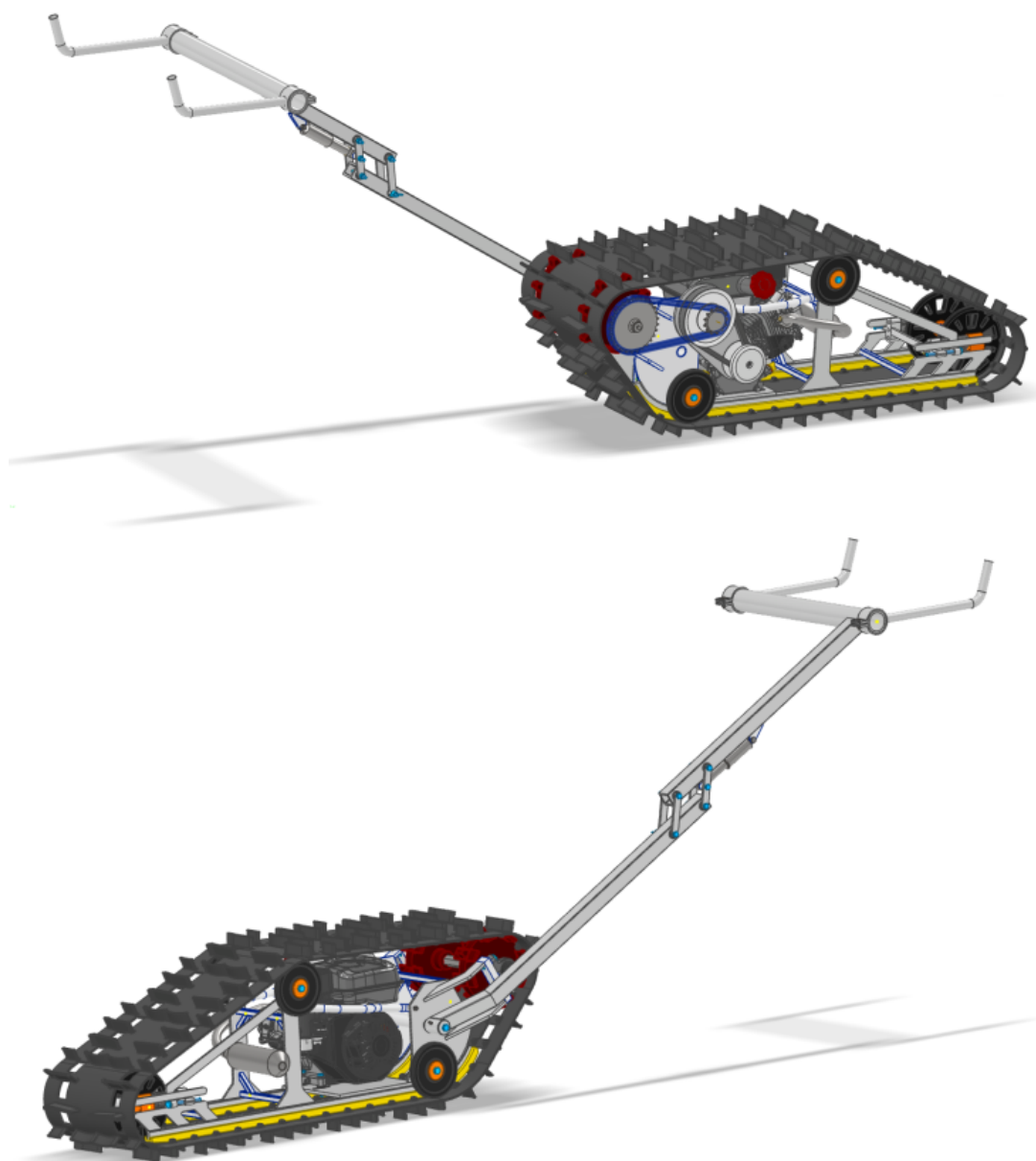


Obr. 19: Zložená tlačná tyč



## Záver

V tejto bakalárskej práci sa podarilo navrhnuť a vypočítať základné časti konceptu pásového pomocného vozidla, ktoré má podobné výsledné parametre ako vozidlo spomínané v rešeršnej časti práce. Vozidlo sa podarilo navrhnuť tak, že jeho maximálna rýchlosť je 35,342 km/h čo spĺňa požiadavky zadania. Jeho hmotnosť bez náplní vypočítaná teoreticky v CAD modelári je 63,08 kg. Vozidlo má so zloženou tlačnou tyčou rozmery 142x56x62 cm čo ho umožňuje pomerne ľahko uskladňovať a prepravovať.



Obr. 20: Model pásového pomocného vozidla

Navrhnutý koncept nemusí byť nutne použitý len ako podpora jazdy na lyžiach, keďže vďaka šírke pásu a jeho stabilite by mohol mať podvozok širšie využitie. Ak zvážime aj prídanie ťažného zariadenia, tak by mohol byť použitý aj ako pomocné ťažné vozidlo, napr. pre prepravu materiálu. Po prídaní sedačky a zhodnotení bezpečnosti aj ako samostatné vozidlo.

Rám vozidla by bolo ďalej vhodné podrobnejšie prepočítať, prípadne ho lepšie vystužiť alebo zvážiť použitie iných metód jeho výroby. CVT prevodovku je potrebné vhodne doladiť nastavením predopnutia jej pružín a zvoliť vhodné odstredivé závažia tak, aby jej rozbehové otáčky odpovedali uvažovaným otáčkam. Tlmič rázov nebol dopodrobna vypočítaný a taktiež by bolo vhodné doriešiť jeho parametre. Pri návrhu vozidla nebolo vôbec uvažované s jeho brzdením. Jazdec bude síce brzdiť pasívne pomocou odporu lyží a ďalších iných odporov ale bolo by vhodné zvážiť použitie brzdového mechanizmu na hnacom hriadeli.

## Literatúra

- [1] Skizee woodsrunner. In: *skizee.ca* Canada, Roshell Industries 2018 [cit. 17.04.2021] Dostupné z URL: [<https://skizee.ca/>](https://skizee.ca/)
- [2] MAIDMENT James *Tracked personal snow transport system*. Canada. WO2018161176. 13.09.2018 [cit. 17.04.2021]
- [3] Kimpex commander WS4 track kit 4 season. In: *kimpex.com* [online] [cit. 17.04.2021] Dostupné z URL:  [<https://www.kimpex.com/en-ca/products/atv/winter-accessories/atv-utv-tracks/commander-ws4-track-kit-4-seasons>](https://www.kimpex.com/en-ca/products/atv/winter-accessories/atv-utv-tracks/commander-ws4-track-kit-4-seasons)
- [4] BEAVIS Andrew *Snowmobile skid frame assembly*. United States. US9321509B2. 26.04.2016 [cit. 17.04.2021]
- [5] YVON Bedard, PARD Jean-Sebastien *Drive track for a tracked vehicle*. United States. US20140182960A1. 03.07.2014 [cit. 17.04.2021]
- [6] Parts Europe SNOW 2020. In: *partseurope.eu* [online] [cit. 19.04.2021] Dostupné z URL:  [<https://partseurope.eu/pageflips/en/catalogs/snow/2020>](https://partseurope.eu/pageflips/en/catalogs/snow/2020)
- [7] Briggs and Stratton CR950. In: *briggsandstratton.com* [online] [cit. 19.04.2021] Dostupné z URL:  [<https://www.briggsandstratton.com/eu/en\\_gb/product-catalog/engines/utility-engines/cr950.html>](https://www.briggsandstratton.com/eu/en_gb/product-catalog/engines/utility-engines/cr950.html)
- [8] Comet 20 Series Torque Converter System. In: *mfgsupply.com* [online] [cit. 20.04.2021] Dostupné z URL:  [<https://www.mfgsupply.com/gomini/gominiclutch/gominiclutchtorq/gominiclutchtorq20.html>](https://www.mfgsupply.com/gomini/gominiclutch/gominiclutchtorq/gominiclutchtorq20.html)
- [9] Continuously Variable Transmission and How it Works. In: *mechanicalbooster.com* [online] [cit. 20.04.2021] Dostupné z URL:  [<https://www.mechanicalbooster.com/2017/09/cvt-continuously-variable-transmission.html>](https://www.mechanicalbooster.com/2017/09/cvt-continuously-variable-transmission.html)
- [10] Seigars, Camerin Michael *Modeling of A Continuously Variable Transmission and Clutching of A Snowmobile* The University of Maine 2016 [cit. 05.05.2021] Dostupné z URL:  [<https://digitalcommons.library.umaine.edu/honors/243>](https://digitalcommons.library.umaine.edu/honors/243)
- [11] KŘÍŽ, Rudolf. *Strojnické tabulky. II., Pohony. Hřídele, ozubené převody, řetězové a řemenové převody*. Ostrava: Montanex, 1997. ISBN 80-85780-51-8. [cit. 05.05.2021]
- [12] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0. [cit. 10.05.2021]
- [13] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017, xv, 943 stran : ilustrace ; 21 cm. ISBN 978-80-7361-111-8. [cit. 20.05.2021]

- [14] SKF Pillow block ball bearing unit SYK 20 TR In: *www.skf.com* [online] [cit. 10.05.2021] Dostupné z URL:  
<<https://www.skf.com/group/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-SYK%2020%20TR>>
- [15] JEŘÁBEK, Karel, Josef JURMAN, Věra VOŠTOVÁ a František HELEBRANT. Stroje pro zemní práce. Silniční stroje. 2. přeprac. vyd. Ostrava: GRAFIS, 1996, 468 s.
- [16] Compression springs: VD-288X-11 In: *www.federnshop.com* [online] [cit. 11.05.2021] Dostupné z URL:  
<[https://www.federnshop.com/en/products/compression\\_springs/vd-288x-11.html](https://www.federnshop.com/en/products/compression_springs/vd-288x-11.html)>
- [17] EN AW-6060 (AlMgSi) In: *www.proal.cz* [online] [cit. 12.05.2021] Dostupné z URL:  
<<https://proal.cz/hlinik/slitiny-hliniku/en-aw-6060/>>
- [18] Deep groove ball bearing 6004-2RSH In: *www.skf.com* [online] [cit. 12.05.2021] Dostupné z URL:  
<<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6004-2RSH>>
- [19] SKF Pillow block ball bearing unit SYK 20 TR In: *www.skf.com* [online] [cit. 10.05.2021] Dostupné z URL:  
<<https://www.skf.com/group/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-SYK%2020%20TR>>

## Zoznam použitých skratiek a symbolov

$a$	$[mm]$	dĺžka úseku hriadeľa a
$a_{skut}$	$[mm]$	skutočná osová vzdialenosť reťazových kolies
$a_{teor}$	$[mm]$	teoretická osová vzdialenosť reťazových kolies
$A$	$[mm^2]$	výpočtová plocha kĺbu reťaze
$b$	$[mm]$	dĺžka úseku hriadeľa b
$c$	$[mm]$	dĺžka úseku hriadeľa c
$d$	$[mm]$	dĺžka úseku hriadeľa d
$d_2$	$[mm]$	stredný priemer malého reťazového kola
$d_3$	$[mm]$	stredný priemer veľkého reťazového kola
$d_{min\_MSU}$	$[mm]$	minimálny priemer hriadeľa podľa MSU
$d_s$	$[mm]$	stredný priemer drážkovaného profilu
$d_{sZ}$	$[m]$	výpočtový priemer hriadeľa pre zápich
$F$	$[N]$	ohybová sila pôsobiaca v mieste veľkého reťazového kola
$F_0$	$[N]$	obvodová sila v reťazi
$F_1$	$[N]$	ohybová sila pôsobiaca v mieste hriadeľa 1.
$F_{1y}$	$[N]$	y-ová zložka sily $F_1$
$F_{1z}$	$[N]$	z-ová zložka sily $F_1$
$F_2$	$[N]$	ohybová sila pôsobiaca v mieste hriadeľa 2.
$F_{2y}$	$[N]$	y-ová zložka sily $F_2$
$F_{2z}$	$[N]$	z-ová zložka sily $F_2$
$F_A$	$[N]$	reakčná sila v ložisku A
$F_{Ay}$	$[N]$	y-ová zložka reakčnej sily v bode A
$F_B$	$[N]$	reakčná sila v ložisku B
$F_{By}$	$[N]$	y-ová zložka reakčnej sily v bode B
$F_{Az}$	$[N]$	z-ová zložka reakčnej sily v bode A
$F_{Bz}$	$[N]$	z-ová zložka reakčnej sily v bode B
$F_p$	$[N]$	potrebná napínacia sila
$F_{retaz}$	$[N]$	celková ťahová sila reťaze
$F_{rm}$	$[N]$	sila potrebná na pretrhnutie reťaze
$F_t$	$[N]$	súčet síl v dolej a hornej vetve pásu
$F_{tr}$	$[N]$	obvodová sila spôsobená odstredivým zrýchlením reťaze
$h_{dr}$	$[mm]$	činná výška drážkovania
$i_{12high}$	$[-]$	prevodový pomer CVT pri vysokých. otáčkach
$i_{12low}$	$[-]$	prevodový pomer CVT pri zábere
$i_{23}$	$[-]$	prevodový pomer reťazového prevodu
$k_a$	$[-]$	súčiniteľ vplyvu jakosti povrchu - MSU
$k_b$	$[-]$	súčiniteľ vplyvu veľkosti telesa - MSU
$k_c$	$[-]$	súčiniteľ vplyvu spôsobu zaťažovania - MSU
$k_d$	$[-]$	súčiniteľ vplyvu teploty - MSU
$k_{dr}$	$[-]$	bezpečnosť drážkovaného spoja
$k_e$	$[-]$	súčiniteľ spoľahlivosti - MSU
$k_f$	$[-]$	súčiniteľ zahrňujúci ďalšie vplyvy - MSU
$k_n$	$[-]$	zvolený návrhový súčiniteľ
$k_{p\_skut}$	$[N/mm]$	skutočná tuhosť napínacích pružín

$k_{p\_teor}$	$[N/mm]$	teoretická tuhosť napínacích pružín
$k_{rdyn}$	$[-]$	dynamická bezpečnosť proti pretrhnutiu reťaze
$k_{rst}$	$[-]$	statická bezpečnosť proti pretrhnutiu reťaze
$k_{uZ}$	$[-]$	bezpečnosť zápichu MPU
$k_Z$	$[-]$	bezpečnosť zápichu - MSP
$K$	$[-]$	súčiniteľ K pre výpočet skutočnej os. vzdialenosti
$K_{dr}$	$[-]$	súčiniteľ podielu zaťaženia drážkovania
$l_{dr}$	$[mm]$	činná dĺžka drážkovania
$m_{ret}$	$[kg/m]$	jednotková hmotnosť reťaze
$M_{k1}$	$[N/m]$	moment v mieste hriadeľa 1.
$M_{k2}$	$[N/m]$	moment v mieste hriadeľa 2.
$M_{kout}$	$[N/m]$	najväčší možný prenášaný moment na hriadeľi
$M_{oMAX}$	$[N/m]$	maximálny ohybový moment hriadeľa
$M_{oZ}$	$[N/m]$	ohybový moment v mieste zápichu
$n_{1high}$	$[1/s]$	otáčky motora pri max. $M_k$
$n_{1low}$	$[1/s]$	záberové otáčky motora (záber CVT)
$n_p$	$[-]$	počet napínacích pružín
$p$	$[mm]$	rozteč článkov reťaze 10B
$p_{dov\_dr}$	$[MPa]$	dovolený tlak na boku drážkovania
$p_{dovr}$	$[MPa]$	dovolený tlak v klbe reťaze
$p_{dr}$	$[MPa]$	tlak na boku drážok drážkovania
$p_{pr}$	$[MPa]$	tlak v klbe reťaze
$p_{smer}$	$[MPa]$	smerný tlak v klbe reťaze
$P_D$	$[kW]$	diagramový výkon
$P_{Dk}$	$[kW]$	korigovaný diagramový výkon
$P_{motor}$	$[kW]$	výkon motora
$r$	$[mm]$	polomer zaoblenia v dne zápichu
$r_{drive}$	$[mm]$	polomer hnacieho ozubenia
$Re$	$[-]$	medza klzu materiálu hriadeľa
$Rm$	$[MPa]$	medza pevnosti materiálu hriadeľa
$v_{outhigh}$	$[km/h]$	maximálna rýchlosť vozidla
$v_{outlow}$	$[km/h]$	minimálna rýchlosť vozidla
$v_r$	$[m/s]$	maximálna obvodová rýchlosť reťaze
$x_{skut}$	$[mm]$	skutočná veľkosť predopnutia pružín
$x_{teor}$	$[mm]$	teoretická veľkosť predopnutia pružín
$x_Z$	$[m]$	poloha zápichu voči bodu A (zľava)
$X_{skut}$	$[-]$	skutočný počet článkov reťaze
$X_{teor}$	$[-]$	teoretický počet článkov reťaze
$Y$	$[-]$	súčiniteľ rázu reťaze
$z_2$	$[-]$	počet zubov malého reťazového kolesa
$z_3$	$[-]$	počet zubov veľkého reťazového kolesa
$z_{dr}$	$[-]$	počet drážok
$\alpha$	$[^\circ]$	uhol pod ktorým pôsobia sily $F_1$ a $F_2$
$\alpha_\sigma$	$[-]$	súčiniteľ vrubu pre zápich - ohybové napätie
$\alpha_\tau$	$[-]$	súčiniteľ vrubu pre zápich - šmykové napätie
$\beta_\sigma$	$[-]$	súčiniteľ vrubu k výpočtu MSU - ohybové napätie
$\beta_\tau$	$[-]$	súčiniteľ vrubu k výpočtu MSU - šmykové napätie

$\kappa$	[—]	súčiniteľ výkonu pre ľahké rázy
$\lambda_1$	[—]	súčiniteľ trenia reťaze
$\mu$	[—]	súčiniteľ mazania
$\omega_{1high}$	[rad/s]	maximálna uhlová rýchlosť na 1. stupni
$\omega_{1low}$	[rad/s]	minimálna uhlová rýchlosť na 1. stupni
$\omega_{2high}$	[rad/s]	maximálna uhlová rýchlosť na 2. stupni
$\omega_{2low}$	[rad/s]	minimálna uhlová rýchlosť na 2. stupni
$\omega_{3high}$	[rad/s]	maximálna uhlová rýchlosť na 3. stupni
$\omega_{3low}$	[rad/s]	minimálna uhlová rýchlosť na 3. stupni
$\rho$	[—]	súčiniteľ osovej vzdialenosti
$\sigma_{aredZ}$	[MPa]	redukovaná amplitúda napätia cyklu
$\sigma_{aZ}$	[MPa]	amplitúda cyklu - ohybové napätie
$\sigma_c$	[MPa]	medza únavy skúšobného vzorku materiálu
$\sigma_c'$	[MPa]	korigovaná medza únavy
$\sigma_{nomZ}$	[MPa]	nominálne ohybové napätie v dne zápichu
$\tau_{nomZ}$	[MPa]	nominálne šmykové napätie v dne zápichu
$\sigma_{mredZ}$	[MPa]	redukované stredné napätie cyklu
$\tau_{mZ}$	[MPa]	stredné napätie cyklu - šmykové napätie
$\varphi$	[—]	súčiniteľ prevedenia reťaze
$\sqrt{a}$	[ $\sqrt{mm}$ ]	heywoodov parameter pre osadenie a zvolený materiál

## Zoznam príloh

Druh dokumentu	Názov dokumentu	Číslo dokumentu
Výkres zostavy	Pásové pomocné vozidlo	BP-00-00-2021
Zoznam položiek	Pásové pomocné vozidlo	BP-00-00-2021
Výkres zvarku	Rám	BP-07-00-2021
Zoznam položiek	Rám	BP-07-00-2021
Výrobný výkres	Hnací hriadeľ	BP-00-05-2021
Výrobný výkres	Držiak malého kolesa	BP-02-01-2021